



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

TRABAJO FIN DE GRADO:

# DIMENSIONAMIENTO DE TORRES SOLARES PARA CICLOS ULTRA Y SUPERCRÍTICOS

Autor: Marcos Beas Pérez de Tudela Villagrán

Tutor: Domingo José Santana Santana

Leganés, Septiembre de 2015





## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo supone el fin de una etapa de mi vida marcada por los constantes desafíos y esfuerzos necesarios para superar las dificultades que conlleva el estudio de este grado. Pero sin duda, también ha sido una etapa marcada por los buenos momentos junto a los más cercanos, el apoyo de la gente que me rodea y el recuerdo de todos aquellos pequeños detalles que han hecho que este camino sea mucho más llevadero. Es por ello que me gustaría dar las gracias a todas aquellas personas que han estado a mi lado en todo momento a lo largo de estos últimos cuatro años.

En primer lugar me gustaría darle las gracias a mi familia, por su apoyo y sus constantes sacrificios, ya que sin ellos yo no podría haber cursado mis estudios, y en especial a mis padres por no solo depositar siempre su confianza en mí, sino también por aguantarme y ayudar a levantarme en todos aquellos momentos en los que he tropezado en el camino. Gracias de verdad.

A mis amigos de siempre. A Desirée, por darme siempre su apoyo, opinión y compañía en los momentos que siempre he necesitado a alguien. A Jesús, Alfredo y Diego por haber estado conmigo desde el principio de todo y conseguir con nuestras conversaciones olvidar los momentos difíciles. A Mario, Ana, Jorge, Alejandro, Elena y Carlos por todo lo vivido juntos. Pero en general me gustaría darles las gracias a todos por la valiosa compañía que siempre han sido.

A mis compañeros de la universidad porque creo que tengo la suerte de haber conocido a unas fantásticas personas que sin duda han hecho mucho más llevaderos estos años de estudio, y en especial a Miguel, Silvia y Alejandro, ya que han sido prácticamente una segunda familia para mí a lo largo de estos dos últimos años y han cargado mis días de sonrisas y momentos especiales. Y a Miguel y Silvia agradecerles su amistad y compañía tanto en los buenos como en los malos momentos.

Por último me gustaría dedicar este trabajo a una persona que siempre estuvo a mi lado, siempre se preocupó por mí y me cuidó desde que era pequeño, y a la que le hubiera encantado poder verme acabar mis estudios pero que desgraciadamente no pudo. Este trabajo es para ti Agustín.

Muchas gracias a todos de corazón.



## RESUMEN

En el presente trabajo se ha llevado a cabo el dimensionamiento de receptores cilíndricos externos con sistema de almacenamiento de sales fundidas para su uso en centrales termosolares del tipo torre de potencia operando en régimen subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico.

Para ello, se han obtenido diversas configuraciones de estudio variando los parámetros de diseño sobre una geometría base fija, común a todos los receptores considerados.

Una vez obtenidas las geometrías de cada uno de los receptores, se ha hecho uso de un modelo térmico e hidrodinámico para simular su funcionamiento bajo unas determinadas condiciones comunes de operación. Tras esto, se ha realizado un análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones, donde se ha podido estudiar el comportamiento térmico e hidrodinámico de los receptores, evaluando la influencia de los parámetros de diseño seleccionados en el funcionamiento de los mismos.

Una vez estudiado su comportamiento, se ha realizado una comparativa con el objetivo de escoger aquellas configuraciones óptimas para cada régimen de funcionamiento en base a una serie de criterios de eficiencia, máxima pérdida de carga y temperatura máxima de película.

Por último, se ha realizado un breve análisis económico de las configuraciones finales, con el fin de determinar su impacto económico en los costes de la instalación y comparar las inversiones por potencia instalada requeridas por cada una de ellas.



## ABSTRACT

In the present work the sizing of external central receivers with molten salt storage system has been carried out, for its use in solar thermal power plants operating in subcritical, supercritical and ultra-supercritical mode.

To do this, some configurations of study have been obtained by changing the design parameter over a common fixed base geometry for all the receivers considered.

Once the geometries of each receiver has been obtained, a thermal and hydrodynamic model has been used to simulate the functioning behavior under certain common operating conditions. After this the obtained results in the simulations have been analyzed, making possible the study of the thermal and hydrodynamic behavior of the receivers, moreover evaluating the selected design parameter's influence over their operation.

Once the receivers' behavior has been determined, we have performed a comparison to choose those optimal configurations for each operation mode on the grounds of some selection criteria based on efficiency, maximum pressure decay and maximum film temperature.

Finally, a short economic analysis takes place for the final selected configurations, in order to determine their economic impact due to installation costs as well as comparing the investments per power of each one.



# ÍNDICE

<b>AGRADECIMIENTOS</b>	<b>3</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>4</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>5</b>
<b>ÍNDICE</b>	<b>6</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b>	<b>9</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>	<b>13</b>
<b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>14</b>
1.1    OBJETIVO Y ALCANCE	14
1.2    CONTEXTO ENERGÉTICO GENERAL	14
1.2.1    DEMANDA ENERGÉTICA	14
1.2.2    IMPACTO AMBIENTAL	16
1.3    MOTIVACIÓN	19
1.4    ENERGÍAS RENOVABLES	19
1.4.1    CONCEPTO	20
1.4.2    ENERGÍAS RENOVABLES EN LA ACTUALIDAD	24
1.5    CICLOS DE GENERACIÓN SUBCRÍTICOS, SUPERCRÍTICOS Y ULTRA-SUPERCRÍTICOS	26
1.5.1    TECNOLOGÍAS SUPERCRÍTICA Y ULTRA-SUPERCRÍTICA	26
1.5.2    CENTRALES SUPERCRÍTICAS Y ULTRA-SUPERCRÍTICAS ACTUALES	28
1.5.3    TECNOLOGÍA SC Y USC EN CENTRALES TERMOSOLARES	29
<b>CAPÍTULO 2. PLANTAS TERMOSOLARES DE GENERACIÓN ELÉCTRICA</b>	<b>31</b>
2.1    TECNOLOGÍA SOLAR DE CONCENTRACIÓN	32
2.2    TIPOS DE CENTRALES TERMOSOLARES	34
2.2.1    SISTEMAS CILINDRO-PARABÓLICOS Y SISTEMAS FRESNEL	34
2.2.2    SISTEMAS DE DISCOS PARABÓLICOS O DISCOS <i>STIRLING</i>	37
2.3    CENTRALES DE RECEPTOR CENTRAL O TORRES DE POTENCIA	39
2.3.1    CAMPO DE HELIOSTATOS	40
2.3.2    RECEPTOR CENTRAL	43
2.3.3    BLOQUE DE POTENCIA	48
2.4    ESTADO DEL ARTE	49



<b>CAPÍTULO 3. DISEÑO DEL RECEPTOR</b>	<b>51</b>
3.1 CONDICIONES DE PARTIDA DEL RECEPTOR	51
3.1.1 GEOMETRÍA	51
3.1.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN	53
3.1.3 TUBOS	58
3.1.4 SALES	60
3.2 MODELO TÉRMICO	64
3.2.1 SUPERFICIES DEL RECEPTOR	64
3.2.2 SISTEMA DE RADIACIÓN	67
3.2.3 PÉRDIDAS CONVECTIVAS	72
3.2.4 TEMPERATURA DE LAS SALES FUNDIDAS	77
3.2.5 MÉTODO ITERATIVO	80
3.3 MODELO HIDRODINÁMICO	87
3.3.1 CÁLCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN " $\lambda$ "	91
<b>CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS</b>	<b>94</b>
4.1 ANÁLISIS TÉRMICO	94
4.1.1 FUNCIONAMIENTO SUBCRÍTICO	94
4.1.2 FUNCIONAMIENTO SUPERCRÍTICO	101
4.1.3 FUNCIONAMIENTO ULTRA-SUPERCRÍTICO	104
4.1.4 COMPARACIÓN	107
4.2 ANÁLISIS HIDRODINÁMICO	109
4.3 SELECCIÓN DE DISEÑOS	112
4.3.1 FUNCIONAMIENTO SUBCRÍTICO	113
4.3.2 FUNCIONAMIENTO SUPERCRÍTICO	116
4.3.3 FUNCIONAMIENTO ULTRA-SUPERCRÍTICO	117
4.4 COMPARATIVA CON OTROS RECEPTORES	119
<b>CAPÍTULO 5. ANÁLISIS ECONÓMICO</b>	<b>121</b>
5.1 CAMPO DE HELIOSTATOS	121
5.2 RECEPTOR Y TORRE	123
5.4 COSTE POR POTENCIA INSTALADA	124
<b>CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES</b>	<b>126</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>129</b>



ANEXO I – CÁLCULO DE LOS FACTORES DE VISIÓN	129
I.1 MÉTODO DE LAS CUERDAS CRUZADAS ( <i>CROSSED-STRING METHOD</i> )	130
I.2 EJEMPLO FACTOR DE VISIÓN DE TUBOS SIMPLES	134
I.3 CÁLCULO DE LOS FACTORES DE VISIÓN DE LOS TUBOS CON PARTICIONES	136
ANEXO II – BALANCE DE ENERGÍA DE RADIACIÓN	142
II.1 SUPERFICIES GRISES DIFUSAS	143
II.2 OBTENCIÓN DE LA EXPRESIÓN DEL BALANCE	144
ANEXO III – PLANIFICACIÓN	148
<b>REFERENCIAS</b>	<b>149</b>



# ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Curva representativa de la población mundial en miles de millones y barras con el incremento de la población mundial por década en millones. Se muestran tanto registros históricos como previsiones [1].	15
<b>Figura 2.</b> Datos y previsiones del consumo energético de regiones pertenecientes y externos a la OCDE en Btu (British thermal unit) en el periodo de tiempo comprendido desde el año 2004 al año 2030 [2].	15
<b>Figura 3.</b> Ejemplo de smog fotoquímico en la ciudad de Pekín. A la izquierda se muestra el estado tras un día de lluvia y a la derecha el estado en un día soleado [7].	17
<b>Figura 4.</b> Distribución de emisiones de gases de efecto invernadero en la Unión Europea en el año 2012. Fuente: Eurostat, elaboración Ecopost [17].	17
<b>Figura 5.</b> Evolución de la concentración en partículas por millón de CO <sub>2</sub> a lo largo de los años. Resultados obtenidos por la Administración Nacional Oceánica y Atmosférica (NOAA) en el observatorio de Mauna Loa, Hawai [8].	18
<b>Figura 6.</b> Cambios de la temperatura superficial (izquierda) desde el año 1901 hasta el año 2012, y cambios en las precipitaciones anuales (derecha) desde el año 1951 hasta el año 2010. Resultados mostrados por el Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC) en el informe sobre el cambio climático del año 2014 [16].	18
<b>Figura 7.</b> Ejemplo de central hidráulica de generación eléctrica [25].	21
<b>Figura 8.</b> Complejo eólico en Oaxaca, México [25].	22
<b>Figura 9.</b> Planta de energía fotovoltaica de Almareleja en Portugal [25].	22
<b>Figura 10.</b> Central de biomasa de Miajadas en Cáceres, España [25].	23
<b>Figura 11.</b> Complejo geotérmico de Geysers en California, Estados Unidos [22].	23
<b>Figura 12.</b> Representación y ejemplos de turbinas sumergibles para aprovechar la energía mareomotriz [26].	24
<b>Figura 13.</b> Incremento de la capacidad instalada de energías renovables por tipo de energía y región entre los años 2004-2013 [18].	24
<b>Figura 14.</b> Evolución de la producción global de energía eléctrica por región y porcentaje respecto al total, con datos históricos y previsiones de los próximos años [19].	25
<b>Figura 15.</b> Esquema de elementos de un ciclo Rankine simple (Fuente: Google Images).	26
<b>Figura 16.</b> Turbina ultra-supercrítica de la compañía Alstom utilizada en la central Boxberg, Alemania [21].	27
<b>Figura 17.</b> Central termoeléctrica de carbón de Waigaoqiao en China con una capacidad de 5000 MW [22].	28
<b>Figura 18.</b> Unidades subcríticas de la central Guodian Beilun en China [22].	29
<b>Figura 19.</b> Campo solar de CSIRO donde se llevó a cabo la demostración de generación de vapor supercrítico [24].	30
<b>Figura 20.</b> Países del mundo comprendidos en el denominado cinturón solar [30].	31
<b>Figura 21.</b> Producción anual en GWh de energía a través de centrales termosolares desde el año 2009 en España [29].	32
<b>Figura 22.</b> Esquemas simples de funcionamiento de las principales tecnologías de concentración utilizadas en las centrales termosolares [32].	34
<b>Figura 23.</b> Central termosolar de Puerto Errado 2 en Murcia, España [33].	35



<b>Figura 24.</b> Esquema de funcionamiento del sistema de seguimiento solar en colectores cilindro-parabólicos (Fuente: Google images).	36
<b>Figura 25.</b> Esquema con los principales elementos de una central termosolar de CCP's (Fuente: Google Images).	36
<b>Figura 26.</b> Imagen área del complejo Andasol en el año 2010, donde aún se encuentra en construcción el campo Andasol-3 [37].	37
<b>Figura 27.</b> Colectores parabólicos presentes en la Plataforma Solar de Almería. De izquierda a derecha se observan los proyectos Distal I, Distal II y Eurodish [38].	38
<b>Figura 28.</b> Esquema de funcionamiento de central de torre de potencia con sistema de almacenamiento de sales [43].	40
<b>Figura 29.</b> Heliostato utilizado en el proyecto CESA-1 [39].	41
<b>Figura 30.</b> Representación de las distintas pérdidas ópticas en una planta de torre central (Fuente: Google Images).	42
<b>Figura 31.</b> Ejemplos de torres solares de distintas centrales. De izquierda a derecha: Gemasolar en Sevilla, España [41], PS10 en Sevilla, España (Fuente: Google images), Solar Two en Estados Unidos (Fuente: Google Images).	44
<b>Figura 32.</b> Esquema de receptor externo cilíndrico [43].	46
<b>Figura 33.</b> Receptor de cavidad utilizado en la central CESA-1 en la Plataforma Solar de Almería (Fuente: Google images).	46
<b>Figura 34.</b> Ejemplo de receptor volumétrico y sus distintos componentes (Fuente: Google Images).	47
<b>Figura 35.</b> Receptor de lecho fluidizado utilizado en central solar de prueba de 100 kW en Italia [42].	47
<b>Figura 36.</b> Esquema de torre solar integrada en ciclo combinado [44].	48
<b>Figura 37.</b> Vista aérea de Gemasolar [41].	49
<b>Figura 38.</b> Representación 3D de receptor cilíndrico externo de 18 paneles [47].	52
<b>Figura 39.</b> Representación del mapa de radiación incidente sobre la superficie de receptor de 14 paneles [47].	56
<b>Figura 40.</b> Representación de la densidad de las sales frente a la temperatura.	61
<b>Figura 41.</b> Representación del calor específico de las sales frente a la temperatura.	62
<b>Figura 42.</b> Representación de la viscosidad dinámica frente a la temperatura.	63
<b>Figura 43.</b> Representación de la conductividad térmica frente a la temperatura.	64
<b>Figura 44.</b> Elemento de geometría simple utilizado para la resolución del problema térmico.	65
<b>Figura 45.</b> Esquema final de superficies de estudio.	66
<b>Figura 46.</b> Representación de una discretización longitudinal de tubo como las utilizadas en el estudio.	67
<b>Figura 47.</b> Circuito térmico equivalente de las superficies del receptor.	70
<b>Figura 48.</b> Esquema del flujo de aire incidente sobre un receptor cilíndrico externo [53].	72
<b>Figura 49.</b> Esquema de flujos de calor en los tubos del receptor, expresados en $W/m^2$ . Los flujos de radiación aparecen con un signo menos debido al criterio elegido.	77
<b>Figura 50.</b> Diagrama de flujo del proceso iterativo utilizado en el modelo térmico del receptor. Dónde el parámetro $x$ , presenta un valor variable para regular la convergencia del proceso iterativo.	86



<b>Figura 51.</b> Esquema representativo del sistema utilizado en el receptor central del proyecto “Solar Two” [43].	88
<b>Figura 52.</b> Construcción en 3D de la geometría de un tubo del receptor con sus acoples a los cabezales superior e inferior del panel realizada con el software comercial “Solid edge”.	89
<b>Figura 53.</b> Ejemplo de acoplamiento de los tubos en un panel realizado mediante el software comercial “Solid Edge”.	91
<b>Figura 54.</b> Proceso iterativo utilizado para determinar el factor de fricción $\lambda$ .	93
<b>Figura 55.</b> Representación 3D del mapa de radiación incidente sobre el receptor en el caso subcrítico tras ser aplicado el factor regulador $\eta$ .	95
<b>Figura 56.</b> Gráfica que muestra la evolución de las temperaturas en el receptor para cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo, en funcionamiento subcrítico.	96
<b>Figura 57.</b> Recreación de la temperatura de la superficie exterior de los tubos realizada en el estudio de receptores centrales llevado a cabo por la Universidad Carlos III de Madrid [47], para un receptor subcrítico de 18 paneles.	97
<b>Figura 58.</b> Gráfica que muestra la evolución de las potencias en el receptor para los distintos paneles de uno de los caminos de flujo, en funcionamiento subcrítico.	98
<b>Figura 59.</b> Representación 3D del mapa de radiación incidente sobre el receptor en el caso supercrítico tras ser aplicado el factor regulador $\eta$ .	101
<b>Figura 60.</b> Gráfica que muestra la evolución de las temperaturas en el receptor para cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo, en funcionamiento supercrítico.	102
<b>Figura 61.</b> Gráfica que muestra la evolución de las potencias en el receptor para los distintos paneles de uno de los caminos de flujo, en funcionamiento supercrítico.	103
<b>Figura 62.</b> Representación 3D del mapa de radiación incidente sobre el receptor en el caso ultra-supercrítico tras ser aplicado el factor regulador $\eta$ .	104
<b>Figura 63.</b> Gráfica que muestra la evolución de las temperaturas en el receptor para cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo, en funcionamiento ultra-supercrítico.	105
<b>Figura 64.</b> Gráfica que muestra la evolución de las potencias en el receptor para los distintos paneles de uno de los caminos de flujo, en funcionamiento ultra-supercrítico.	106
<b>Figura 65.</b> Variación de la eficiencia en los distintos casos de estudio.	107
<b>Figura 66.</b> Evolución del coeficiente de transferencia de calor exterior y de la temperatura media de la superficie exterior del receptor, en los distintos modos de operación.	108
<b>Figura 67.</b> Variación del gasto másico en los distintos modos de operación.	108
<b>Figura 68.</b> Evolución de la pérdida de carga en los distintos paneles del receptor subcrítico.	110
<b>Figura 69.</b> Evolución de la pérdida de carga en los distintos paneles del receptor supercrítico.	110
<b>Figura 70.</b> Evolución de la pérdida de carga en los distintos paneles del receptor ultra-supercrítico.	110
<b>Figura 71.</b> Evolución de las velocidades medias en los distintos paneles.	112
<b>Figura 72.</b> Comparación de la pérdida de carga en los distintos receptores para el modo de operación subcrítico.	113
<b>Figura 73.</b> Comparación de la temperatura de película en los distintos receptores para el modo de operación subcrítico.	114
<b>Figura 74.</b> Comparación de la eficiencia térmica en los distintos receptores para el modo de operación subcrítico.	115



<b>Figura 75.</b> Comparación de la pérdida de carga en los distintos receptores para el modo de operación supercrítico. ....	116
<b>Figura 76.</b> Comparación de la temperatura de película en los distintos receptores para el modo de operación supercrítico. ....	117
<b>Figura 77.</b> Comparación de la eficiencia térmica en los distintos receptores para el modo de operación supercrítico. ....	117
<b>Figura 78.</b> Comparación de la pérdida de carga en los distintos receptores para el modo de operación ultra-supercrítico.....	118
<b>Figura 79.</b> Comparación de la temperatura de película en los distintos receptores para el modo de operación ultra-supercrítico.....	118
<b>Figura 80.</b> Comparación de la eficiencia térmica en los distintos receptores para el modo de operación ultra-supercrítico.....	119
<b>Figura 81.</b> Ejemplo de superficies de intercambio de calor por radiación. ....	130
<b>Figura 82.</b> Ejemplo superficies simétricas de intercambio de calor por radiación. ....	130
<b>Figura 83.</b> Ejemplo de recinto para la demostración del método de cuerdas [52]. ....	131
<b>Figura 84.</b> Esquema modelizado simplificado del sistema de intercambio de radiación. ....	134
<b>Figura 85.</b> Esquema del modelizado simplificado de tubos con "cuerdas" y puntos de interés para el método de las cuerdas cruzadas. ....	135
<b>Figura 86.</b> Esquema del sistema de superficies implicadas en la transferencia de calor por radiación.....	137
<b>Figura 87.</b> Esquema de las particiones tt de los tubos para el cálculo del factor de visión $F_{tt-tt}$ . ....	138
<b>Figura 88.</b> Esquema de cuerdas en las particiones ts de los tubos para el cálculo del factor de visión $F_{ts-ts}$ .....	139
<b>Figura 89.</b> Esquema de ángulos para determinar $F_{ts-ts}$ . ....	140
<b>Figura 90.</b> Esquema para el cálculo del factor de visión $F_{s-ts}$ . ....	141
<b>Figura 91.</b> Comparación de las energías emitidas por un cuerpo negro y un cuerpo real [59]. ....	143
<b>Figura 92.</b> Comparación de emisividades entre superficies reales y grises.....	144
<b>Figura 93.</b> Representación de intercambio de calor en recinto gris difuso. ....	145



# ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Inversión global en energías renovables por región entre los años 2004-2013 [18]....	25
<b>Tabla 2.</b> Geometría base del receptor. ....	51
<b>Tabla 3.</b> Valores de los distintos parámetros geométricos para las configuraciones de 16 paneles. ....	53
<b>Tabla 4.</b> Valores de los distintos parámetros geométricos para las configuraciones de 18 paneles. ....	53
<b>Tabla 5.</b> Valores de los distintos parámetros geométricos para las configuraciones de 20 paneles. ....	53
<b>Tabla 6.</b> Mapa de radiación incidente sobre el receptor. ....	55
<b>Tabla 7.</b> Mapa de radiación adaptado a configuraciones de 16 paneles.....	57
<b>Tabla 8.</b> Mapa de radiación adaptado a configuraciones de 18 paneles.....	57
<b>Tabla 9.</b> Mapa de radiación adaptado a configuraciones de 20 paneles.....	58
<b>Tabla 10.</b> Composición del Incoloy 800H junto con las composiciones de las aleaciones 800 y 800HT de la misma serie. La composición química del Incoloy 800H puede diferir para ciertas aplicaciones específicas [49]. ....	59
<b>Tabla 11.</b> Evolución de varias propiedades termofísicas del Incoloy 800H con la temperatura [49]. ....	60
<b>Tabla 12.</b> Esquema de intercambio de calor entre las distintas superficies del sistema de radiación.....	68
<b>Tabla 13.</b> Propiedades radiativas de tubos y refractario. ....	69
<b>Tabla 14.</b> Valores de las potencias en el receptor para el funcionamiento subcrítico. Los valores mostrados de $Q_{ts}$ , $Q_{tt}$ y $Q_{tr}$ , ya se presentan como potencia recibida por las superficies a pesar de que no se incluya su signo negativo.....	100
<b>Tabla 15.</b> Valores de las potencias en el receptor para el funcionamiento supercrítico. Los valores mostrados de $Q_{ts}$ , $Q_{tt}$ y $Q_{tr}$ , ya se presentan como potencia recibida por las superficies a pesar de que no se incluya su signo negativo. ....	103
<b>Tabla 16.</b> Valores de las potencias en el receptor para el funcionamiento ultra-supercrítico. Los valores mostrados de $Q_{ts}$ , $Q_{tt}$ y $Q_{tr}$ , ya se presentan como potencia recibida por las superficies a pesar de que no se incluya su signo negativo. ....	106
<b>Tabla 17.</b> Valores de algunos parámetros de interés en los distintos funcionamientos del receptor.....	107
<b>Tabla 18.</b> Pérdidas de carga en los distintos paneles y en el conjunto del receptor, para los funcionamientos subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico. ....	109
<b>Tabla 19.</b> Velocidades medias en los distintos paneles, para los funcionamientos subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico. ....	111
<b>Tabla 20.</b> Tabla de costes e inversión total para el caso subcrítico. ....	124
<b>Tabla 21.</b> Tabla de costes e inversión total para el caso supercrítico.....	124
<b>Tabla 22.</b> Tabla de costes e inversión total para el caso ultra-supercrítico.....	125
<b>Tabla 23.</b> Proceso de elaboración del proyecto.....	148



# CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1 OBJETIVO Y ALCANCE

El presente trabajo se centrará en el dimensionamiento de receptores centrales bajo un perfil de radiación que varía de forma longitudinal y circunferencial, para su uso en centrales solares de torre de potencia con sistema de almacenamiento de sales fundidas. Dichos receptores se dimensionarán para tres regímenes de funcionamiento diferentes: subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico.

Para ello se partirá de condiciones de operación correspondientes al punto de diseño y una geometría base, a partir éstas, se simulará el comportamiento de los distintos receptores variando sus parámetros de diseño para observar el efecto de los mismos y obtener resultados que permitan determinar la configuración óptima en cada caso.

Para poder llevar a cabo las simulaciones de los receptores se elaborarán un modelo térmico y un modelo hidrodinámico que permitan recrear el comportamiento de los mismos. Tras esto, se realizará un análisis económico con la finalidad de estudiar el impacto en los costes producido por cada una de las configuraciones de receptor seleccionadas.

## 1.2 CONTEXTO ENERGÉTICO GENERAL

La necesidad de desarrollo de nuevas tecnologías energéticas que permitan reducir la contaminación es ya una realidad global. En la actualidad, se busca tanto reducir las emisiones de ciertos contaminantes, entre los que destaca el CO<sub>2</sub>, como buscar fuentes de energía alternativas a las tradicionales de origen fósil cuya disponibilidad es cada vez más incierta.

### 1.2.1 DEMANDA ENERGÉTICA

El desarrollo tecnológico del último siglo ha mejorado la calidad de vida de las personas y ha contribuido al aumento de la población. A pesar de que no todos los países mantienen un mismo ritmo de crecimiento, el avance general de la tecnología en las distintas sociedades es constante y la, consiguiente, demanda energética aumenta a un ritmo que comienza a resultar preocupante.

Con el paso de los años el desarrollo tecnológico se ha visto sustentado por la producción energética, una producción que no ha cesado su aumento forzada por la creciente demanda energética.

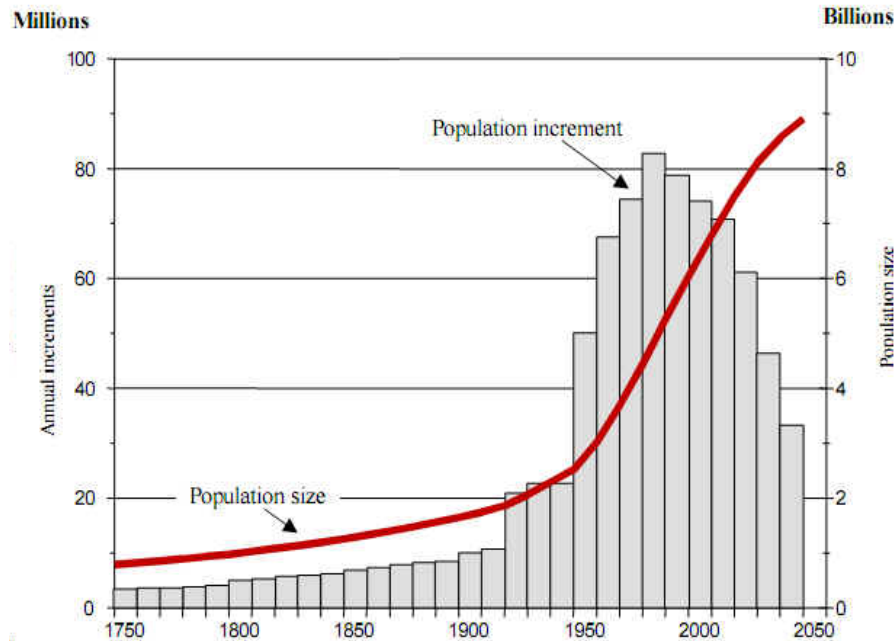


Figura 1. Curva representativa de la población mundial en miles de millones y barras con el incremento de la población mundial por década en millones. Se muestran tanto registros históricos como previsiones [1].

Este aumento de la demanda se encuentra en gran medida motivado por el crecimiento de los llamados países en vías de desarrollo. Estos países son considerados ajenos a la *Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE)*. El mayor consumo energético de éstos es debido principalmente al rápido crecimiento de la población y de sus economías, al contrario que los países pertenecientes a la OCDE que presentan economías más maduras y tasas de crecimiento demográfico considerablemente menores.

Según resultados publicados en el *International Energy Outlook (IEO)* [2] del 2007, se prevé que el aumento de consumo energético medio de los países de la OCDE sea de en torno al 0,8% anual desde el año 2004 hasta el año 2030 mientras que el de los países ajenos a la organización para el mismo periodo de previsión sea de hasta el 2,5% anual.

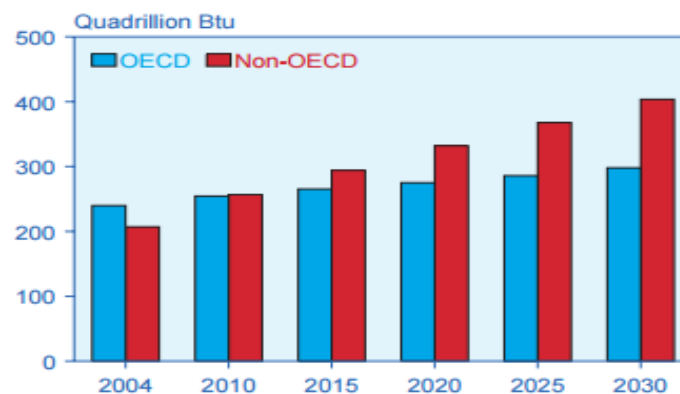


Figura 2. Datos y previsiones del consumo energético de regiones pertenecientes y externos a la OCDE en Btu (British thermal unit) en el periodo de tiempo comprendido desde el año 2004 al año 2030 [2].



A lo largo del siglo XX, el uso generalizado de combustibles fósiles como petróleo, carbón o gas natural, como fuentes principales de energía continuó su inexorable aumento. Las reservas de dichos combustibles permitieron satisfacer la demanda a medida que el panorama energético iba evolucionando, aunque su consumo implicara la emisión de grandes cantidades de CO<sub>2</sub>.

A medida que el consumo de petróleo y el resto de combustibles aumentaba crecía la incertidumbre acerca de la posibilidad de no poder continuar satisfaciendo el ritmo de consumo humano debido al fin de las reservas. Este hecho obligó a iniciar la búsqueda de alternativas al uso de las fuentes de energía fósiles. Parte de la solución pasó por aumentar la eficiencia de los procesos relacionados con la extracción y el tratamiento del petróleo, de forma que se aprovecharan mejor los yacimientos existentes alargando así su duración.

A pesar de no poder determinar con seguridad un periodo de tiempo para el fin de las reservas del petróleo, el problema del abastecimiento sirvió para impulsar la investigación y el desarrollo de energías renovables principalmente a partir de la segunda mitad del siglo XX.

### 1.2.2 IMPACTO AMBIENTAL

Una de las principales desventajas que presenta el uso de combustibles fósiles para la producción de energía es la contaminación derivada de su uso. Aunque en la actualidad asociamos directamente la contaminación debida por combustibles fósiles con el calentamiento global, su efecto va más allá, ya que además del aire, contaminan el agua y la tierra.

La contaminación de las aguas de nuestro planeta está alterando los principales ecosistemas marinos del mundo afectando gravemente a la vida marina, así como a las principales fuentes de agua dulce del planeta. Esta contaminación hídrica es debida no solo a los vertidos directos que se puedan realizar sobre las aguas sino que también a las cada vez más numerosas lluvias ácidas que surgen como consecuencia de la alteración que ocasionan los productos gaseosos en la atmósfera. Todo ello, implica de forma directa a las personas ya que la contaminación de los mares y masas de agua dulce del planeta afectan a los alimentos de las mismas.

Aunque a la hora de hablar de contaminación no se suele tratar demasiado la contaminación del suelo, sus efectos resultan igual de dañinos ya que alteran su composición química afectando así a la fertilidad de los mismos.

Pero con diferencia la forma de contaminación que provoca el mayor impacto climático es la polución del aire. Son numerosos los contaminantes emitidos a la atmósfera como productos de la combustión de los combustibles fósiles siendo algunos de los más



comunes el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), el monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ), los óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), los hidrocarburos inquemados (HCs) y las partículas PM [6].

A pesar de que el  $\text{CO}_2$  es el contaminante más conocido, el resto de compuestos también son muy dañinos. Por ejemplo, el  $\text{CO}$  se trata de un gas altamente venenoso capaz de ser mortal en concentraciones de 1600 ppm [6]. Además, es altamente peligroso ya que es incoloro e inodoro lo que lo convierte en prácticamente indetectable. Los  $\text{NO}_x$  suelen asociarse con los HCs provocando lo que se conoce como *smog fotoquímico*, común en algunas ciudades con altas concentraciones de población y automóviles, que pueden provocar severos problemas respiratorios y resultan cancerígenos [6].



Figura 3. Ejemplo de *smog fotoquímico* en la ciudad de Pekín. A la izquierda se muestra el estado tras un día de lluvia y a la derecha el estado en un día soleado [7].

Dentro de los contaminantes anteriormente mencionados destacan las partículas PM por sus efectos letales para la salud, llegando a provocar 200.000 muertes al año solo en Europa [6].

Según datos oficiales de la *Organización Mundial de la Salud (OMS)* en 2012 la contaminación atmosférica provocó la muerte prematura de 3.7 millones de personas en todo el mundo de las cuales en torno al 88% tendrían lugar en países en vías de desarrollo [12].

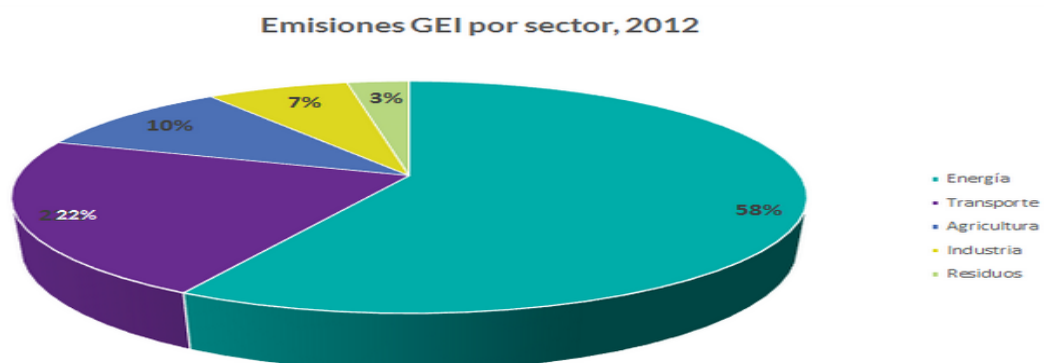
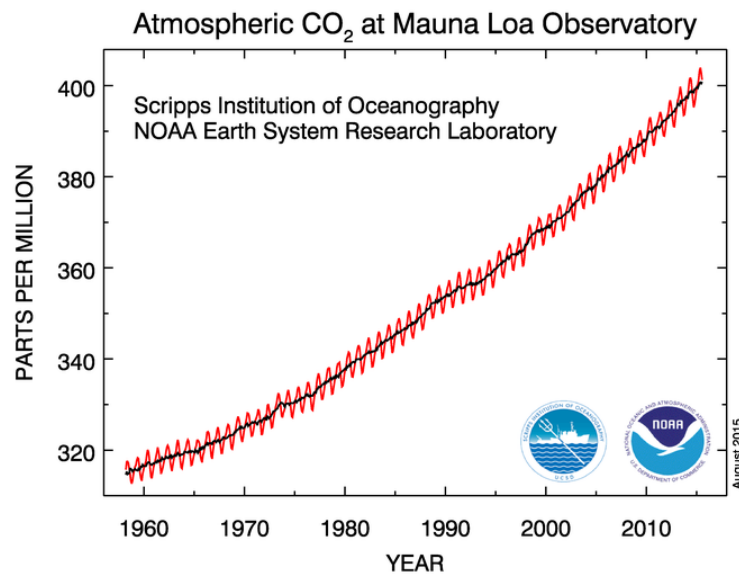


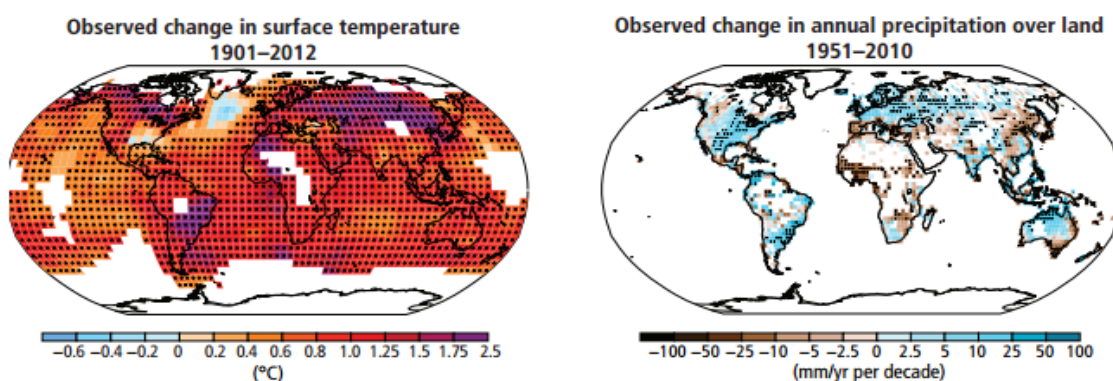
Figura 4. Distribución de emisiones de gases de efecto invernadero en la Unión Europea en el año 2012. Fuente: Eurostat, elaboración Ecopost [17].

Como se puede apreciar en la *figura 4*, la mayor parte de las emisiones son debidas a la generación energética, la cual supone un 80% de las emisiones de CO<sub>2</sub> a escala mundial según el *Ministerio de Industria, Energía y Turismo de España [14]*. En la actualidad, existen diversas normativas para el control de emisiones en el marco de la producción energética, destacando las propuestas establecidas en el *protocolo de Kioto*. Este acuerdo proponía conseguir una reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero a nivel global, aplicando reducciones según el país, hasta alcanzar un 95% de los niveles de emisión presentes en el año 1990 [9].



*Figura 5. Evolución de la concentración en partículas por millón de CO<sub>2</sub> a lo largo de los años. Resultados obtenidos por la Administración Nacional Oceánica y Atmosférica (NOAA) en el observatorio de Mauna Loa, Hawai [8].*

Tal y como muestra la *figura 5*, la concentración de CO<sub>2</sub> en la atmósfera ha ido aumentando progresivamente hasta alcanzar cifras preocupantes. Los aumentos periódicos de los niveles de CO<sub>2</sub> son debidos a causas naturales por el ciclo de este mismo gas. Sin embargo, el aumento acelerado de su concentración tras la revolución industrial, es debido a la quema de combustibles fósiles por el ser humano [11].



*Figura 6. Cambios de la temperatura superficial (izquierda) desde el año 1901 hasta el año 2012, y cambios en las precipitaciones anuales (derecha) desde el año 1951 hasta el año 2010. Resultados mostrados por el Grupo*

*Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC) en el informe sobre el cambio climático del año 2014 [16].*

Las consecuencias de tales niveles de contaminación se reflejan en el fenómeno conocido como cambio climático. Este cambio, no solo se traduce en un aumento de la temperatura media terrestre, sino que también provoca alteraciones en los patrones de las lluvias, en la formación de nubes, variaciones en la presión atmosférica e incluso cambios en las corrientes oceánicas del planeta.

La gravedad del problema ha hecho que se desarrollen diversos modelos físicos para intentar prever los efectos tanto climáticos como biológicos de los niveles de emisión de gases contaminantes. El problema es que estos modelos resultan ser de extrema complejidad y llevan asociados un alto grado de incertidumbre lo que hace muy difícil predecir los efectos con exactitud, y hace incluso más peligroso al propio cambio climático.

En vista de los graves efectos que conlleva seguir con unos niveles de emisión tan elevados, han comenzado a realizarse fuertes inversiones y a dedicar grandes esfuerzos en la mejora de eficiencia de procesos de generación energética y transporte, con el objetivo de reducir las emisiones producidas.

### 1.3 MOTIVACIÓN

Como ya hemos visto, el uso de fuentes de energía renovables y limpias que permitan llevar a cabo un desarrollo sostenible no se trata simplemente de una mera cuestión de gustos o preferencias, sino de una necesidad de la sociedad actual para continuar con su evolución asegurando un futuro viable a las generaciones venideras y para mantener el propio planeta que habitamos.

Es por ello que para la realización del presente trabajo se ha elegido el estudio de centrales termosolares, ya que suponen una gran alternativa al uso de combustibles fósiles al ser capaces de producir energía libre de emisiones.

Además, se ha elegido la tecnología de torres de potencia con sistema de almacenamiento de sales fundidas ya que se trata de una tecnología en pleno desarrollo que permite la producción de energía incluso en ausencia de radiación solar, aumentando así sus posibilidades como alternativa al uso de combustibles fósiles.

### 1.4 ENERGÍAS RENOVABLES

Antes de profundizar más en el tipo de tecnología que nos concierne conviene realizar una breve introducción al concepto de energía renovable y a sus distintos tipos para conocer las diferentes alternativas y los posibles inconvenientes que pueden presentar.



### 1.4.1 CONCEPTO

El auge de las energías renovables comenzó en torno al año 1970, ya que se empezó a considerar la posibilidad de que las fuentes de energía tradicionales (fósiles) se agotaran debido a su naturaleza finita en un periodo de tiempo relativamente corto. Es aquí donde nació el concepto de fuentes de energía alternativas, es decir, fuentes de energía capaces de sustituir a las ya existentes fuentes tradicionales debido a que el grado de contaminación asociado a su uso es significativamente menor o a que presentan posibilidad de renovación.

En la actualidad no es del todo correcto hablar de fuentes de energía alternativas ya que éstas han dejado de ser una mera alternativa a las fuentes tradicionales para convertirse en una realidad. Es por ello que, desde que comenzó su desarrollo, se empezó a hablar de fuentes de energía renovables.

Podemos definir como energía renovable a aquellas fuentes de energía que puedan ser consideradas virtualmente inagotables, ya sea por la inmensa cantidad de energía que poseen o por su capacidad de regeneración a través de medios naturales. Esta definición, no quiere decir que no puedan contaminar, únicamente se basa en la capacidad energética.

Un concepto fuertemente ligado al uso de fuentes de energía renovables, y muy empleado en la actualidad, es el de desarrollo sostenible. Se basa en mantener un crecimiento que permita respetar el medioambiente al mismo tiempo que se satisfagan las necesidades presentes, sin comprometer las posibles necesidades de generaciones futuras. Las premisas de este desarrollo sostenible pueden quedar reflejadas en cinco puntos básicos:

- Uso de fuentes de energía renovables que permitan mantener el abastecimiento sustituyendo así a las energías tradicionales de reservas finitas.
- Uso de fuentes de energía limpias que eviten la producción de contaminantes o que su emisión sea mínima.
- Promover la explotación extensiva de las fuentes de energía, es decir, evitando la generación en puntos localizados que den lugar a grandes infraestructuras que puedan tener cierta repercusión sobre el medioambiente y fomentando así el uso de fuentes de energía para autoconsumo.
- Reducir la demanda energética gracias a la mejora de la eficiencia de los distintos sistemas energéticos.
- Reducir o eliminar los gastos energéticos innecesarios, lo que implica promover medidas que reduzcan el consumo de energía de forma innecesaria.

Dentro de estas fuentes de energía renovables podemos distinguir algunas que destacan por su importancia y nivel de desarrollo en la actualidad:

- **Energía hidráulica**

Se basa en el aprovechamiento de los grandes saltos de agua transformando la energía cinética y potencial de éstos en energía eléctrica. Cabe destacar que solo es considerada como renovable aquella que aprovecha la energía de saltos de agua en cauces de ríos, ya que las centrales que requieren grandes presas destruyen ecosistemas irrecuperables debido a la inundación del terreno. Pero, por lo demás este tipo de energía se encuentra libre de emisiones contaminantes.



*Figura 7. Ejemplo de central hidráulica de generación eléctrica [25].*

- **Energía eólica**

Aprovecha la energía cinética de las corrientes de aire a través de aerogeneradores. Estos aerogeneradores se encuentran en lo alto de torres de altitud variable según el terreno y disponen de un generador eléctrico en su parte superior. Esta energía es totalmente limpia e inagotable ya que únicamente aprovecha el movimiento de las masas de aire. Sin embargo, produce energía de forma intermitente debido a su dependencia de las corrientes de aire, lo que puede considerarse un inconveniente.

Además de en tierra firme, estos aerogeneradores pueden instalarse en el mar con el objetivo de aprovechar las corrientes de aire sobre la superficie del agua.





*Figura 8. Complejo eólico en Oaxaca, México [25].*

- **Energía solar**

Se basa en el aprovechamiento de la luz solar para la generación de energía. Puede aprovecharse para generar directamente energía eléctrica (fotovoltaica), o bien puede aprovecharse para producir calor (termosolar). Al igual que la energía eólica, presenta el inconveniente de ser intermitente ya que solo produce energía en días soleados o poco nublados. No obstante, los sistemas de almacenamiento térmico permiten mantener la producción en ausencia de luz solar.



*Figura 9. Planta de energía fotovoltaica de Almareleja en Portugal [25].*

- **Biomasa**

Se basa en la combustión de materia orgánica para producir energía. Es considerada renovable ya que, técnicamente, siempre se puede cultivar y obtener el combustible necesario. Es fácil apreciar que al involucrar un proceso de combustión no se tratará de una fuente de energía limpia, pero sin embargo se considera que la cantidad de CO<sub>2</sub> emitida por la combustión de materia vegetal es aproximadamente la misma que la absorbida por las plantas en su crecimiento lo que hace que el balance se mantenga neutro.



*Figura 10. Central de biomasa de Miajadas en Cáceres, España [25].*

- **Geotérmica**

La energía geotérmica aprovecha el calor del interior de la Tierra para poder ser utilizado posteriormente en distintos procesos como la generación de energía eléctrica. Se trata de una energía totalmente limpia y renovable que requiere de instalaciones simples, especialmente en aquellas regiones del planeta con gran actividad volcánica.



*Figura 11. Complejo geotérmico de Geysers en California, Estados Unidos [22].*

- **Marina**

La energía marina, al igual que la energía hidráulica, aprovecha la energía del agua pero, en este caso, se trata del agua de los mares. Podemos distinguir varios tipos: la energía undimotriz, que aprovecha el movimiento de las olas para la producción eléctrica, la energía mareomotriz, que aprovecha las mareas para producir energía, y otros tipos que aprovechan las corrientes marinas e incluso las diferencias de salinidad de las aguas.



Figura 12. Representación y ejemplos de turbinas sumergibles para aprovechar la energía mareomotriz [26].

### 1.4.2 ENERGÍAS RENOVABLES EN LA ACTUALIDAD

En los últimos diez años la capacidad instalada de este tipo de energías ha aumentado considerablemente y su uso se ha extendido a multitud de países. Esto se debe a que la mayoría de los países han visto que las energías renovables no solo suponen una vía para frenar el cambio climático, sino que también tienen un fuerte impacto directo e indirecto en la economía. El hecho de promover las energías renovables permite a los países reducir su dependencia energética lo que reduce los gastos por importación de combustibles fósiles, a la vez que se crean nuevos puestos de trabajo, y se consigue una mayor calidad del aire por lo que se mejora la calidad de vida de la población.

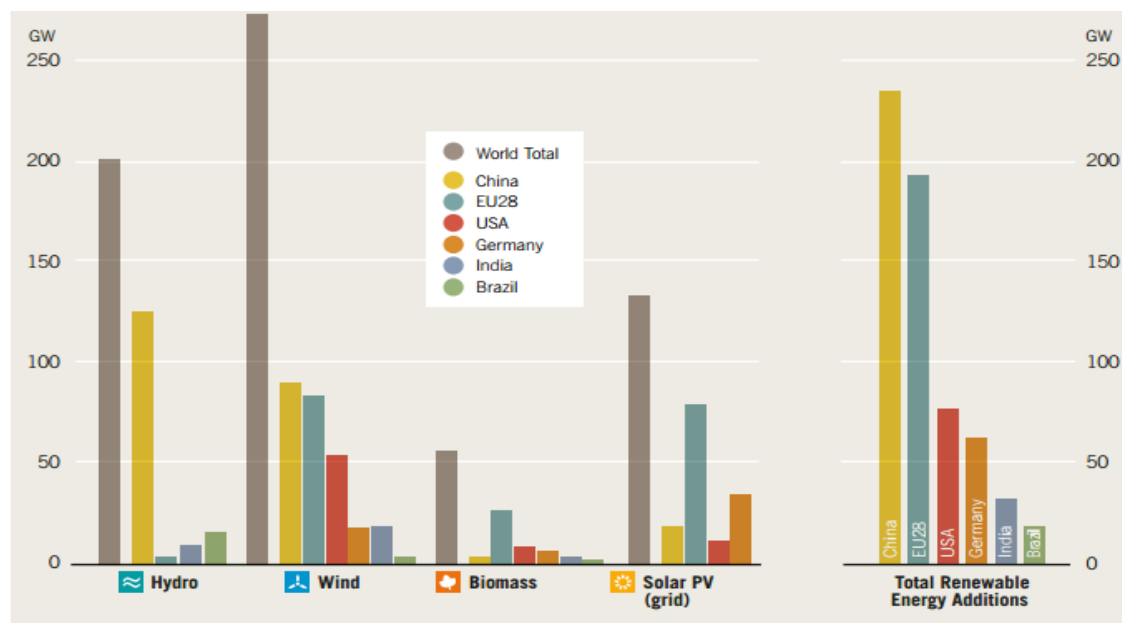


Figura 13. Incremento de la capacidad instalada de energías renovables por tipo de energía y región entre los años 2004-2013 [18].

La figura 13 muestra resultados publicados en el informe *Ten Years of Progress* de la ONU dentro de su programa *REN21 (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century)* [18]. Como se puede apreciar, el mayor incremento se ha dado en el ámbito de la energía eólica debido al gran desarrollo que ha sufrido esta tecnología en los últimos años. También se puede apreciar que el país que más ha aumentado su capacidad de energías renovables en el periodo comprendido de 10 años ha sido China.



De hecho, el gigante asiático ha superado a Europa como mayor inversor en fuentes de energía renovables. Según datos del *REN21 [18]*, en el año 2004 Europa invirtió 19.6 billones de dólares frente a los 2.6 billones de China, lo que convertía a Europa en el mayor inversor en este tipo de tecnologías. Sin embargo, en el año 2013 la inversión de Europa ascendió hasta los 48.4 billones de dólares mientras que China se convirtió en el máximo inversor con 56.3 billones de dólares.

		2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
USA	billion USD	5.7	11.9	28.2	34.5	36.2	23.2	34.7	53.4	39.7	35.8
America (excl. USA and Brazil)	billion USD	1.4	3.4	3.4	5.0	5.6	5.9	11.5	8.7	9.9	12.4
Brazil	billion USD	0.5	2.2	4.2	10.3	12.5	7.9	7.7	9.7	6.8	3.1
Middle East and Africa	billion USD	0.6	0.6	1.2	1.7	2.7	1.7	4.3	3.2	10.4	9.0
Europe	billion USD	19.6	29.4	38.4	61.7	72.9	74.7	102	115	86.4	48.4
India	billion USD	2.4	3.2	5.5	6.3	5.2	4.4	8.7	12.6	7.2	6.1
China	billion USD	2.6	5.8	10.2	15.8	25.0	37.2	36.7	51.9	59.6	56.3
Asia and Oceania (excl. India and China)	billion USD	6.7	8.3	8.9	11.0	11.5	13.2	20.7	25.3	29.5	43.3
<b>Total</b>	<b>billion USD</b>	<b>39.5</b>	<b>64.8</b>	<b>100</b>	<b>146.3</b>	<b>171.6</b>	<b>168.2</b>	<b>226.7</b>	<b>279.6</b>	<b>249.5</b>	<b>214.4</b>

Tabla 1. Inversión global en energías renovables por región entre los años 2004-2013 [18].

Estas grandes inversiones, han hecho que las energías renovables resulten cada vez más competitivas, y según previsiones del *Medium-Term Renewable Energy Market Report 2014 [19]*, cerca del 25% de la producción energética mundial en el año 2020 será de origen renovable como se puede observar en la figura 14.

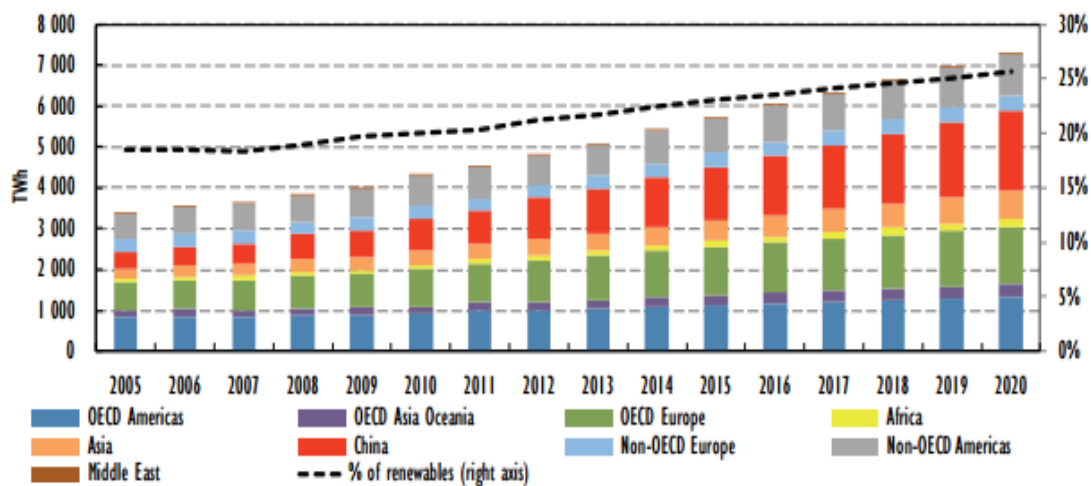


Figura 14. Evolución de la producción global de energía eléctrica por región y porcentaje respecto al total, con datos históricos y previsiones de los próximos años [19].

## 1.5 CICLOS DE GENERACIÓN SUBCRÍTICOS, SUPERCRÍTICOS Y ULTRA-SUPERCRÍTICOS

En este trabajo se dimensionarán receptores operando en régimen subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico. Por ello resulta de interés introducir las implicaciones de dichos modos de operación.

### 1.5.1 TECNOLOGÍAS SUPERCRÍTICA Y ULTRA-SUPERCRÍTICA

El origen de las tecnologías supercrítica (SC) y ultra-supercrítica (USC) se encuentra principalmente en las centrales de carbón destinadas a la generación eléctrica. Debido a que el carbón presenta mayores reservas que otros combustibles fósiles como el petróleo o el gas natural, se previó que se convertiría en el principal combustible para generación eléctrica.

Las centrales de carbón convencionales funcionan a través de lo que se conoce como ciclos Rankine de potencia para la producción de energía eléctrica. El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico que consta de cuatro etapas principales: compresión del fluido de trabajo, adición de calor desde el foco caliente, expansión y cesión de calor al foco frío.

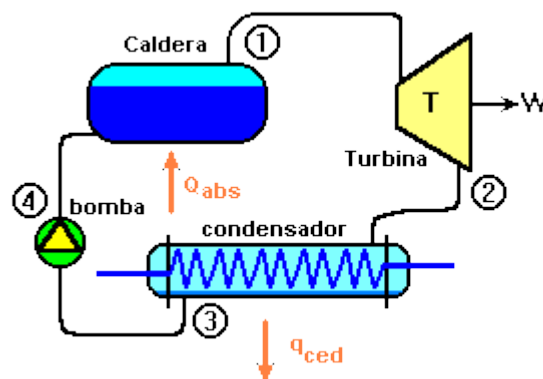


Figura 15. Esquema de elementos de un ciclo Rankine simple (Fuente: Google Images).

El fluido de trabajo usual en este tipo de ciclos es el agua y en su modalidad más básica de ciclo Rankine lo que se hace es primero elevar la presión del agua hasta alcanzar la presión de saturación, después se le añade calor, generalmente en calderas para este tipo de centrales o en bloques llamados generadores de vapor, para evaporarla. A continuación el vapor circula por una serie de turbinas que impulsan un generador eléctrico para producir electricidad, y por último se hace pasar por condensadores para refrigerar el fluido y mandarlo de nuevo al bloque generador de vapor.

La diferencia esencial entre los ciclos subcríticos, SC y USC reside en las máximas temperaturas y presiones alcanzadas en el ciclo Rankine. Los ciclos subcríticos reciben su nombre porque trabajan en condiciones inferiores a las del punto crítico del agua que

es de 374 °C y 22.1 MPa. Por otra parte, los ciclos *SC* y *USC* trabajan en condiciones superiores a las del punto crítico, siendo valores usuales del *SC* unos 566 °C de temperatura y 24 MPa de presión, y en el caso *USC* unos 600 °C y 30 MPa de presión [27].

Debido a que las centrales *SC* y *USC* pueden trabajar a temperaturas y presiones tan elevadas, se consiguen alcanzar rendimientos y potencias mayores que en los ciclos subcríticos. Cuanto mayor sea el rendimiento de la central, mayor será la energía producida por kilogramo de combustible utilizado, lo que a su vez se traduce en menores emisiones de CO<sub>2</sub> para una misma cantidad de energía. Este es el principal motivo, aparte de que aumentar la eficiencia de una central siempre es positivo a términos de productividad, por el cual hoy en día se están impulsando estas tecnologías y se están dejando de lado o adaptando las centrales subcríticas.

En comparación, los rendimientos de los ciclos subcríticos se encuentran comprendidos entre el 30-38%, mientras que los ciclos *SC* llegan a ser del 42% y para el caso de los *USC* alcanzan valores del 46% [27].



*Figura 16. Turbina ultra-supercrítica de la compañía Alstom utilizada en la central Boxberg, Alemania [21].*

A pesar de que cuánto mayores sean las temperaturas y presiones que alcancemos se conseguirán mejores rendimientos, este proceso tiene un límite marcado principalmente por los materiales. Trabajar bajo condiciones tan extremas requiere de materiales con unas propiedades termomecánicas muy elevadas que puedan soportarlas. Los límites suelen encontrarse en los puntos de mayor temperatura de las calderas o generadores de vapor, y en las primeras etapas de la turbina, ya que en ellas el vapor entra a la máxima temperatura del ciclo.

Por este motivo, hoy en día algunas compañías, como *Alstom* [21], se dedican a desarrollar equipos de funcionamiento supercrítico y ultra-supercrítico con materiales cada vez más resistentes para obtener mayores eficiencias y contribuir, así, a reducir las emisiones de contaminantes en la generación eléctrica.

### 1.5.2 CENTRALES SUPERCRÍTICAS Y ULTRA-SUPERCRÍTICAS ACTUALES

En China ya existen, desde hace varios años, múltiples centrales térmicas de carbón funcionando con esta tecnología. Como la central de *Waigaoqiao*, una de las 4 centrales eléctricas de carbón más grandes del mundo. La planta de *Waigaoqiao* tiene una capacidad instalada de 5000 MW y cuenta con cuatro unidades de generación subcrítica de 300 MW de potencia, dos unidades supercríticas de 900 MW y otras dos más ultra-supercríticas de 1000 MW cada una. Su construcción terminó en el año 2008 [22].



*Figura 17. Central termoeléctrica de carbón de Waigaoqiao en China con una capacidad de 5000 MW [22].*

Otra de las cuatro centrales de carbón más grandes del mundo se encuentra también en China: la central de *Guodian Beliun*. Al igual que la central de *Waigaoqiao*, cuenta con una capacidad instalada de 5000 MW distribuidos en cinco unidades subcríticas de 600 MW y dos unidades ultra-supercríticas de 1000 MW [22].



Figura 18. Unidades subcríticas de la central Guodian Beilun en China [22].

También se ha pensado aplicar condiciones supercríticas en centrales nucleares como es el caso de las *SCWR* (*Supercritical-Water-Cooled Reactor*). Todavía no existe ninguna central de este tipo en funcionamiento ya que pertenecen a la denominada generación IV de centrales nucleares. Esta central utilizaría como fluido de trabajo agua por encima del punto crítico y se estima que conseguiría rendimientos del 45% frente al 33% de su “versión actual”, las *LWR* (*Light Water Reactor*). Este tipo de centrales se estima que podrían introducirse en el mercado dentro de unos 25 años [23].

### 1.5.3 TECNOLOGÍA SC Y USC EN CENTRALES TERMOSOLARES

Hasta el momento se ha hablado principalmente de centrales de carbón SC y USC pero en este trabajo se estudiará una planta termosolar de torre. En esencia el funcionamiento es el mismo, pero en este caso el calor aportado al agua del ciclo proviene de la energía captada por el receptor central. Esta energía permite calentar las sales fundidas que transferirán el calor absorbido al agua en el generador de vapor.

Hoy en día no existen centrales termosolares capaces de obtener vapor supercrítico, pero si existen investigaciones muy prometedoras en este campo. El CSIRO (Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation) de Australia en colaboración con la compañía internacional española Abengoa, ha conseguido recientemente generar vapor supercrítico a través de energía solar utilizando la tecnología de torre central [24]. El gran avance tuvo lugar en el campo solar de estudio dispuesto en el *CSIRO Energy Centre* de Newcastle que cuenta con dos plantas termosolares de prueba de 600 heliostatos cada una, y ambas disponen de su propia torre central con receptor y equipo de turbinas [24].



*Figura 19. Campo solar de CSIRO donde se llevó acabo la demostración de generación de vapor supercrítico [24].*

En el caso del experimento de *CSIRO*, por el receptor circulaba directamente el vapor de la turbina. Con esta instalación consiguieron condiciones en el vapor de  $570\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $23.5\text{ MPa}$  de presión [24], lo que supone la primera vez en todo el mundo que se consiguen alcanzar condiciones supercríticas sin el uso de combustibles fósiles, y por tanto libre de emisiones.

A pesar de todo, esta tecnología se encuentra en fase experimental por lo que su uso para centrales comerciales todavía no es posible.



## CAPÍTULO 2. PLANTAS TERMOSOLARES DE GENERACIÓN ELÉCTRICA

Dentro de las centrales de energía solar, podemos distinguir dos tipos: las centrales o campos fotovoltaicos y las plantas termosolares. Las primeras, son capaces de transformar la radiación solar incidente en energía eléctrica haciendo uso de células fotovoltaicas agrupadas e interconectadas. Las segundas, utilizan la radiación incidente para calentar un fluido de trabajo, que suele denominarse fluido caloportador o *Heat Transfer Fluid (HTF)*, que puede utilizar la energía térmica transferida para la generación eléctrica o para aportar calor a diversos procesos industriales.

En este trabajo se estudiará una central termosolar, las cuales aprovechan la energía térmica obtenida a partir de la radiación solar para utilizarla como foco caliente en un ciclo termodinámico, generalmente, del tipo Rankine.

El hecho de que la energía solar sea virtualmente inagotable y libre de emisiones a incentivado el desarrollo de diversas tecnologías para su aprovechamiento, especialmente en países pertenecientes o próximos al denominado cinturón solar. El cinturón solar está formado por todas aquellas regiones comprendidas  $\pm 35^\circ$  respecto al ecuador, que gozan de los mayores niveles de radiación solar de todo el planeta por lo que representan una gran oportunidad para las centrales termosolares y fotovoltaicas.

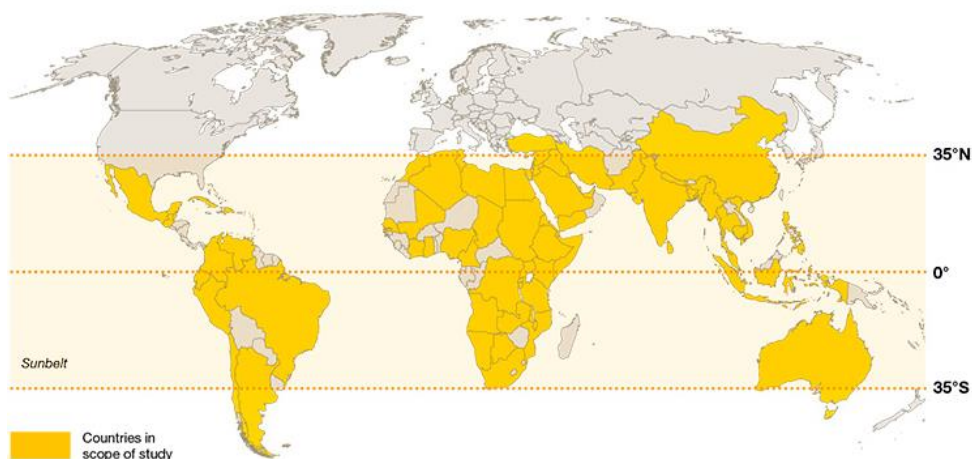
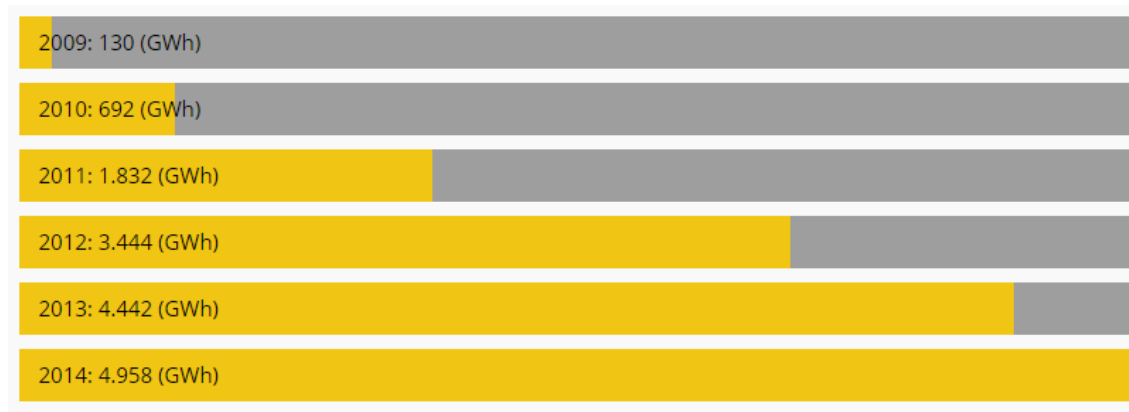


Figura 20. Países del mundo comprendidos en el denominado cinturón solar [30].

En la *figura 20*, se muestra un mapa mundial en el cual aparecen marcados en color amarillo algunos de los países pertenecientes al cinturón solar. A pesar de que países como Estados Unidos y España no aparecen marcados, se encuentran muy próximos a los límites de la franja marcada y presentan muy buenas condiciones a términos de

radiación solar, sobretudo la región suroeste de Estados Unidos y la región sur de España.



*Figura 21. Producción anual en GWh de energía a través de centrales termosolares desde el año 2009 en España [29].*

La situación de la tecnología termosolar en nuestro país goza de un gran crecimiento en los 6 años que lleva en funcionamiento [29]. Actualmente España cuenta con 50 centrales termosolares en operación que suponen un total de 2300 MW instalados, que ayudan a abastecer aproximadamente un 3% de la demanda nacional [29].

El impacto económico del sector termosolar en España también es destacable suponiendo 2.072 millones de euros del producto interior bruto en el año 2013. Asimismo, también en el año 2013, el sector termosolar generaba 14.224 puestos de trabajo y concentraba una inversión en I+D+i de 55 millones de euros [29].

A pesar de sus buenos resultados [29], la tecnología termosolar aún debe hacer frente a ciertos inconvenientes que dificultan su competitividad frente a otros tipos de centrales. Por una parte, está el problema de la intermitencia, ya que en principio solo pueden operar durante las horas de sol y de cielos despejados lo que limita mucho su producción. Sin embargo, el uso de sistemas de almacenamiento permite mantener la producción energética incluso en horas nocturnas y con nubosidad. Por otra parte, se encuentra el problema de sus elevados costes, que reducen su competitividad frente a otras fuentes de generación convencionales [36].

## 2.1 TECNOLOGÍA SOLAR DE CONCENTRACIÓN

Las centrales solares destinadas a la generación eléctrica disponen de tecnologías de concentración que permiten conseguir altas temperaturas en el fluido de trabajo. Su funcionamiento es sencillo. El objetivo es concentrar los rayos solares incidentes a través una superficie reflectante capaz de enfocar la radiación reflejada sobre una superficie más “pequeña” donde es transformada en energía térmica. Al concentrar la radiación en un área más pequeña se consigue aumentar la temperatura de la segunda superficie





dónde se encuentra el *HTF*. Como es de esperar, la mejor geometría para concentrar la radiación será la de un paraboloide de revolución

A continuación se enumeran algunos de los conceptos básicos necesarios para entender la tecnología solar de concentración [28]:

- **Área de apertura:** es el área visible sobre la cual inciden los rayos solares que serán reflejados.
- **Colector de concentración:** unidad solar formada por elementos reflectores, lentes u otros elementos ópticos, capaces de concentrar la radiación incidente en el plano de apertura sobre la superficie absorbadora.
- **Concentrador o sistema óptico de concentración:** elemento del colector de concentración formado por una superficie reflectante cuyo objetivo es el de reflejar la radiación directa recibida sobre el absorbedor. Su superficie normalmente coincide con la del área de apertura.
- **Absorbedor o receptor:** se trata de la parte más importante, a términos de eficiencia térmica, del colector. Su misión es la de interceptar y absorber la mayor cantidad posible de radiación reflejada, para transformarla en energía térmica y transferirla al fluido caloportador.
- **Concentración o relación de concentración ( $C = A_{\text{apertura}} / A_{\text{absorbedor}}$ ):** la concentración de un colector se define como la relación entre el área de apertura del mismo y el área de su absorbedor. En el caso de colectores planos la relación es  $C=1$ , ya que el área de apertura coincide con el área del absorbedor mientras que los colectores de concentración presentan relaciones  $C>1$ .
- **Ángulo de incidencia ( $\theta$ ):** ángulo formado por la componente direccional de la radiación solar sobre el plano del colector y el vector normal al área de apertura.
- **Sistema de seguimiento:** sistema de control de la orientación de los colectores, o de sus concentradores, cuyo objetivo es el de obtener un ángulo de incidencia nulo ( $\theta=0$ ) durante el transcurso de las horas de sol, para aprovechar así la máxima radiación directa posible y maximizar el rendimiento.

Otro aspecto a tener en cuenta en este tipo de tecnología, es que no es capaz de aprovechar toda la radiación proveniente del Sol. Ésta se divide en dos componentes principales: radiación difusa y directa. La radiación difusa ha sufrido dispersión por el efecto de los gases de la atmósfera, mientras que la directa se focaliza directamente desde el Sol [38].

La tecnología de concentración únicamente es capaz de aprovechar la componente directa de la radiación solar. Esto es debido a que solo es posible concentrar aquella radiación que presente una componente direccional, por lo que toda la radiación que haya sufrido algún tipo de dispersión no puede ser aprovechada.

## 2.2 TIPOS DE CENTRALES TERMOSOLARES

Dentro de las centrales termosolares podemos distinguir tres tipos principales con distintos rangos orientativos de concentración [28]:

- Sistemas lineales de concentración (cilindro-parabólicos y Fresnel)  $\rightarrow C = 30-90$
- Sistemas de torre de potencia o receptor central  $\rightarrow C = 200-2.000$
- Sistemas de discos parabólicos o discos *Stirling*  $\rightarrow C = 1.000-5.000$

Es fácil notar, que cuanto mayor sea la concentración, mayor será la máxima temperatura posible a alcanzar por el absorbedor y por tanto mayor su eficiencia. De esta forma, los sistemas de baja concentración (lineales) llegan a alcanzar temperaturas próximas a los  $400^{\circ}\text{C}$  como límite, mientras que los de alta concentración (torres y discos Stirling) son capaces de generar temperaturas de hasta  $1000^{\circ}\text{C}$  [28]. Sin embargo, a pesar de que globalmente pueda traducirse en un mayor rendimiento, trabajar a temperaturas tan elevadas también incrementa las pérdidas térmicas, y presenta problemas de durabilidad de los materiales.

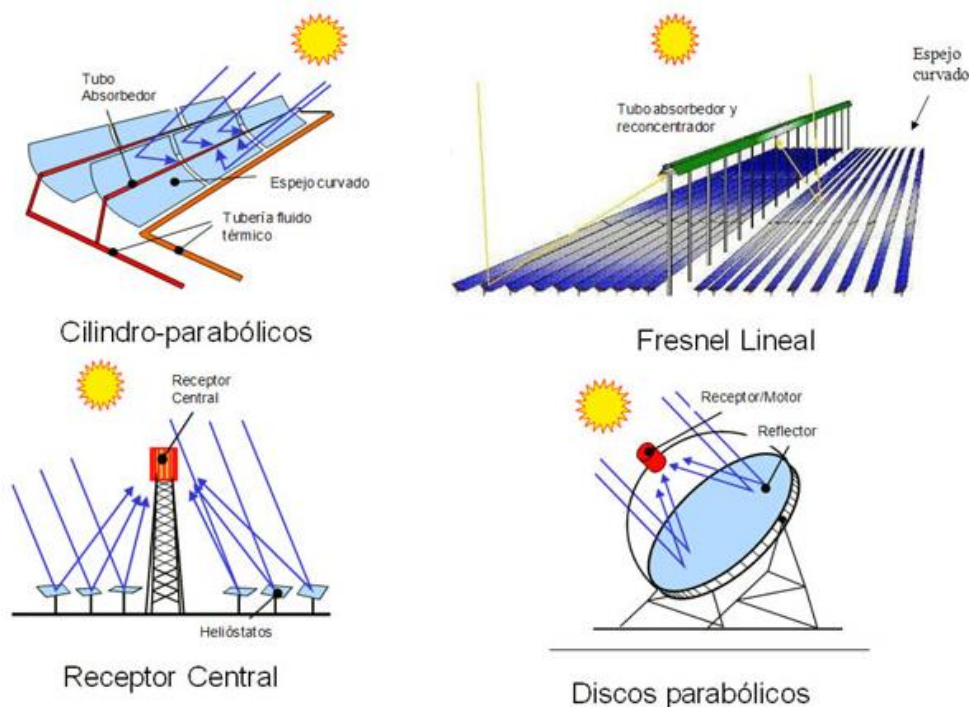


Figura 22. Esquemas simples de funcionamiento de las principales tecnologías de concentración utilizadas en las centrales termosolares [32].

### 2.2.1 SISTEMAS CILINDRO-PARABÓLICOS Y SISTEMAS FRESNEL

El primer tipo de centrales termosolares se trata de las centrales de concentración lineal. Reciben este nombre debido a que la radiación reflejada por los concentradores es

concentrad sobre una línea que sería el tubo absorbedor. Dentro de esta categoría distinguimos dos tecnologías principales: colectores cilindro-parabólicos (CCP's) y lentes Fresnel.

Los colectores tipo Fresnel constan de un tubo absorbedor fijo encargado de captar la radiación, y de un sistema de espejos orientables. Estos espejos, gracias a su sistema de seguimiento, permiten enfocar para reflejar la radiación adecuadamente hacia el tubo receptor minimizando las pérdidas.



*Figura 23. Central termosolar de Puerto Errado 2 en Murcia, España [33].*

Actualmente, en España se encuentra instalada la que fue considerada mayor central termosolar del mundo con este tipo de tecnología hasta el año 2014. Se trata de la central de Puerto Errado 2 ubicada en la comunidad autónoma de Murcia, y cuenta con una potencia instalada de 30 MW. Dispone de 28 filas de espejos con una en una superficie de captación total de 301.056 m<sup>2</sup> y su producción anual es de 50 GWh eléctricos [34].

El otro tipo de centrales de baja concentración son las centrales de colectores cilindro-parabólicos. Los sistemas CCP están formados módulos conectados en serie formando filas. Estos módulos están formados por una serie de espejos o elementos reflectantes, cuya sección transversal es una parábola, y un tubo absorbedor que, al contrario que los colectores Fresnel, se encuentra conectado por sus extremos al concentrador de forma que se mueven simultáneamente. El conjunto absorbedor-concentrador se soporta gracias a una estructura metálica que dota de rigidez al conjunto de elementos que lo componen.

Tanto los CCP's como las lentes Fresnel, tienen un sistema de seguimiento solar que solo permite el seguimiento en un único eje (azimut o altura solar) lo que provoca que

la orientación respecto al Sol no sea perfecta y aparezcan pérdidas por la presencia de un ángulo de incidencia.

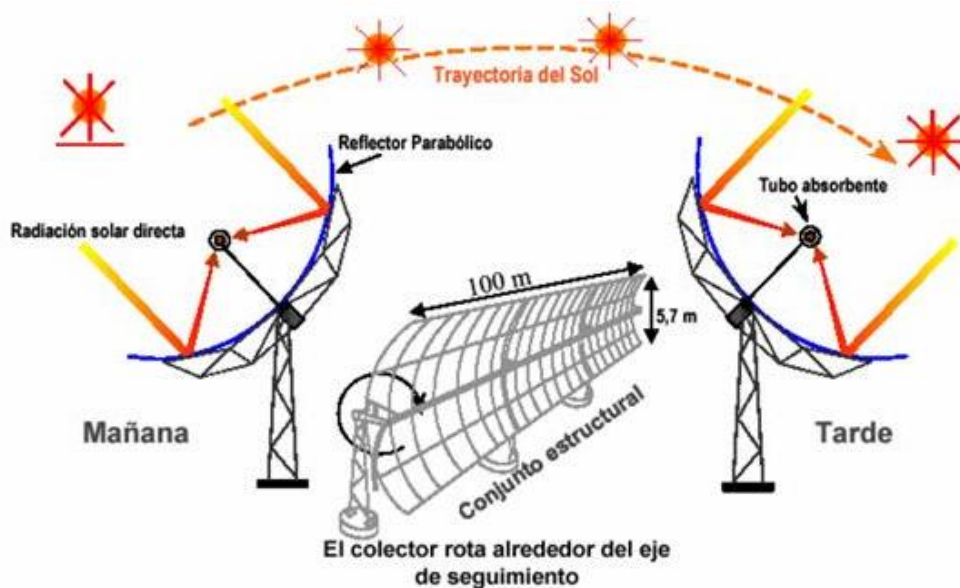


Figura 24. Esquema de funcionamiento del sistema de seguimiento solar en colectores cilindro-parabólicos (Fuente: Google images).

Se pueden encontrar distintas configuraciones para las centrales de sistemas lineales. Las centrales convencionales constan de un circuito primario, formado por el propio campo solar por el cual circula el fluido caloportador (generalmente algún tipo de aceite). Después, en algunos casos, disponen de un circuito secundario encargado de almacenar la energía térmica captada por el fluido del campo solar. Por último, presentan un circuito terciario, formado por el ciclo Rankine, por el cual circula el agua del propio ciclo, y también puede ser incluido el sistema de conexión eléctrica con la población.

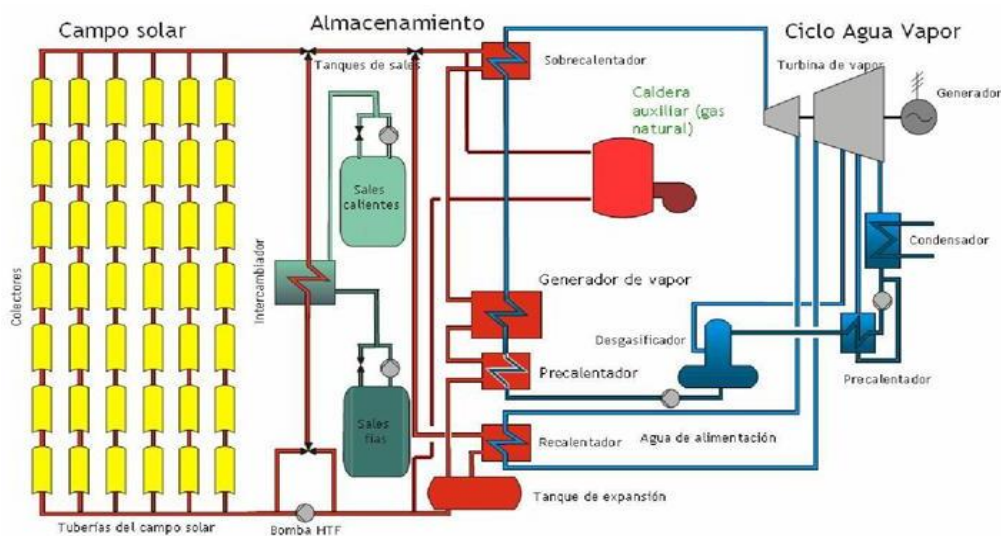


Figura 25. Esquema con los principales elementos de una central termosolar de CCP's (Fuente: Google Images).



La *figura 25* muestra un esquema bastante completo en el que se reflejan la mayoría de los elementos principales de las centrales convencionales de CCP's. Como se puede apreciar cuenta con una caldera auxiliar, esto permite mantener la producción a pesar de la ausencia de Sol o en momentos en los cuales se requiera de una mayor producción.

En la actualidad existen grandes plantas de generación utilizando la tecnología de concentradores cilindro-parabólicos, destacando en nuestro país el complejo solar de Andasol. Se trata de la primera planta termosolar con esta tecnología en el mundo en incluir un sistema de almacenamiento con sales y la central termosolar más grande de Europa. Está compuesta por las centrales Andasol-1, Andasol-2 y Andasol-3, de 50 MW cada una de ellas, constituyendo un total de 150 MW de potencia instalada [35].



*Figura 26. Imagen área del complejo Andasol en el año 2010, donde aún se encuentra en construcción el campo Andasol-3 [37].*

### 2.2.2 SISTEMAS DE DISCOS PARABÓLICOS O DISCOS STIRLING

Los sistemas de disco parabólico o disco *Stirling* se tratan de colectores de concentración puntuales de alta temperatura. Al concentrar la radiación en un único punto, se consiguen las mayores relaciones de concentración (del orden de miles) de las centrales termosolares indicadas. De esta forma, los discos Stirling se presentan como la tecnología de concentración más eficiente, aunque, a su vez resultan ser también la más costosa [28].

Las principales limitaciones, además de su precio, son sus reducidas potencias de producción unitarias (no superiores a los 25 kW), que dificultan su uso para la generación eléctrica a gran escala, así como la ausencia de sistemas de almacenamiento eléctrico, lo que obliga a inyectar en la red toda la electricidad producida que no vaya a

ser consumida. Debido a esto, los discos parabólicos suelen ser más utilizados en sistemas aislados para la generación a pequeña escala para el suministro de pequeñas industrias y núcleos rurales de poblaciones aisladas.

Los elementos que componen este tipo de concentradores son similares a los del resto de tecnologías de concentración [28]:

- **Concentrador parabólico.** Generalmente suele tratarse de un disco parabólico de alta reflectividad o de un conjunto de espejos que simulan la misma configuración. También se pueden encontrar concentradores formados por láminas metálicas tensionadas que reflejan la luz incidente.
- **Receptor-absorbedor.** El receptor se encuentra formado por una serie de tubos finos que conforman la superficie absorbedora. Se pueden diferenciar dos tipos de receptores: receptores sólo-solar y receptores híbridos. Los primeros reciben su nombre debido a que únicamente pueden operar durante las horas de sol y los segundos disponen de un quemador de gas que les permite trabajar durante todo el día.
- **Motor de combustión *Stirling* y generador eléctrico.** Cada uno de los discos cuenta con un motor *Stirling* instalado en su foco junto con el absorbedor. Éste, permite la hibridación lo que da la posibilidad de generar en ciertas situaciones con combustibles fósiles si es necesario.
- **Sistema de seguimiento solar.** Cada disco cuenta con un sistema de seguimiento en dos ejes, lo que permite mantener orientados correctamente los colectores en todo momento aprovechando la mayor radiación posible.

El hecho de que cada unidad de disco parabólico disponga de todos los elementos anteriormente citados dota de gran autonomía a esta tecnología y por ello promueve su uso aislado. Sin embargo, a pesar de su baja potencia unitaria, pueden instalarse un gran número de estas unidades para generación eléctrica a gran escala.



Figura 27. Colectores parabólicos presentes en la Plataforma Solar de Almería. De izquierda a derecha se observan los proyectos Distal I, Distal II y Eurodish [38].



En la *figura 27* se muestran los distintos proyectos en funcionamiento en la *Plataforma Solar de Almería*. El proyecto *Distal I*, utiliza paraboloides de membrana tensionada, con una relación de concentración de  $C=12.000$  y es capaz de producir 9 kWe. El proyecto *Distal II*, también de membrana tensionada, con relaciones de  $C=16.000$  y una producción de 10 kWe. Por último, el proyecto *Eurodish*, con segmentos de espejos reflectantes en vez de membrana tensionada presenta un concentración de  $C=16.000$  y es capaz de producir 10 kWe [38].

A pesar de que en la *PSA* se dispone de pequeños campos de prueba, las compañías *Stirling Energy Systems (SES)* y *Tessera Solar* pretenden llevar a cabo un ambicioso proyecto en el desierto de Mojave en California, Estados Unidos. Dicho proyecto consistiría en dos plantas de producción eléctrica con un total de 70.000 discos *Stirling* de 25 kWe, para asegurar una producción de hasta 1750 MWe [28].

## 2.3 CENTRALES DE RECEPTOR CENTRAL O TORRES DE POTENCIA

Debido a que el tema central de este trabajo son los receptores centrales utilizados en plantas de torre de potencia, se profundizará más en esta tecnología.

Las centrales termosolares de receptor central o torres de potencia, al igual que los discos *Stirling*, son sistemas capaces de concentrar la radiación sobre un punto teórico, que en este caso es el propio receptor. Presentan altas relaciones de concentración pudiendo encontrar centrales con concentraciones del orden de centenas (200-300), hasta el orden de millares (2.000-3.000). Estas grandes concentraciones hacen que se alcancen, en el caso de receptores limitados, temperaturas del orden de 500-600°C, y temperaturas del orden de 1.000-1.400°C con los receptores más avanzados [28].

En este caso, se pretende canalizar la radiación solar sobre el receptor ubicado en la parte superior de la torre. Para ello, la central cuenta con multitud de espejos de alta reflectividad llamados heliostatos, encargados de reflejar dicha radiación. Ésta, es interceptada por el receptor, dónde se transforma en energía térmica que se transmite a las sales fundidas que circulan por su interior. Son estas sales las que posteriormente intercambian calor con el fluido del ciclo.

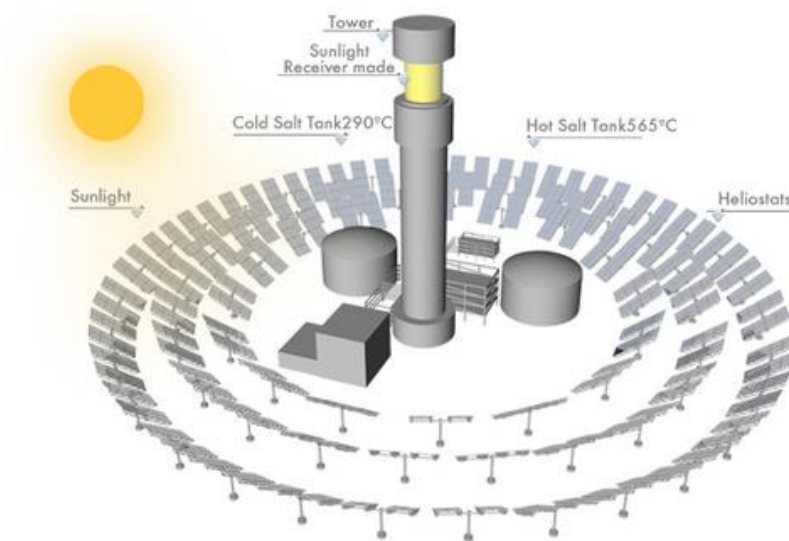


Figura 28. Esquema de funcionamiento de central de torre de potencia con sistema de almacenamiento de sales [43].

Mientras que las centrales que operan con colectores CCP's generalmente utilizan ciclos Rankine, las centrales de torre de potencia pueden trabajar con ciclos de vapor (Rankine) y turbinas de gas (ciclo Brayton). Esto es debido a la gran flexibilidad que presentan estas centrales, que también facilita la hibridación con sistemas de combustión. Además, las torres de potencia pueden trabajar con sales fundidas a alta temperatura, que permiten integrar sistemas de almacenamiento de energía.

Es posible diferenciar tres subsistemas principales dentro de las centrales de torre de potencia:

- El campo de heliostatos
- El receptor central y la torre
- El bloque de potencia

Todos ellos pueden ser objeto de estudio por separado, y en el caso de este trabajo, se centrará únicamente en el subsistema del receptor central y la torre.

### 2.3.1 CAMPO DE HELIOSTATOS

El campo de heliostatos cuenta con numerosos espejos de alta reflectividad capaces de reflejar la radiación directa incidente en el campo solar para concentrarla sobre el receptor central. Estos espejos, cuentan con un sistema de seguimiento que les permite seguir el sol en dos ejes, azimut y altura solar. De esta forma, se consigue optimizar el proceso de concentración y el ángulo de incidencia tiende a ser cero.

Respecto a su estructura, los heliostatos están formados por un conjunto de espejos, que conforman la superficie reflectante, llamados facetas. Estas facetas se disponen



sobre la estructura del soporte del heliostato y su distribución, forma y tamaño, puede variar en función de las características del receptor utilizado. Por lo general su superficie no es perfectamente plana, sino que se encuentra ligeramente curvada para lograr una mejor reflexión de la radiación incidente alcanzando reflectividades cercanas al 90%.



*Figura 29. Heliostato utilizado en el proyecto CESA-1 [39].*

Un aspecto importante en el diseño del campo de heliostatos son las pérdidas producidas en el mismo. Podemos encontrar que en el campo se producen dos tipos de pérdidas de distinta naturaleza:

- **Pérdidas ópticas.** Las pérdidas ópticas se encuentran relacionadas con problemas en el proceso de reflexión de la radiación, como imperfecciones o deformaciones provocadas por agentes externos como el viento, que afectan a la reflectividad de la superficie.

También se engloban dentro de estas pérdidas las debidas a la intercepción incompleta de la radiación concentrada. A pesar de que los heliostatos se orientan según el Sol, no toda la radiación reflejada alcanzará el absorbedor y por tanto es energía perdida. El valor de estas pérdidas será variable dependiendo de la geometría del propio receptor, encontrando que los receptores con mayor superficie interceptan más radiación reflejada.

El conjunto de pérdidas ópticas quedan recogidas en el rendimiento óptico ( $\eta_{\text{ópt}}$ ).

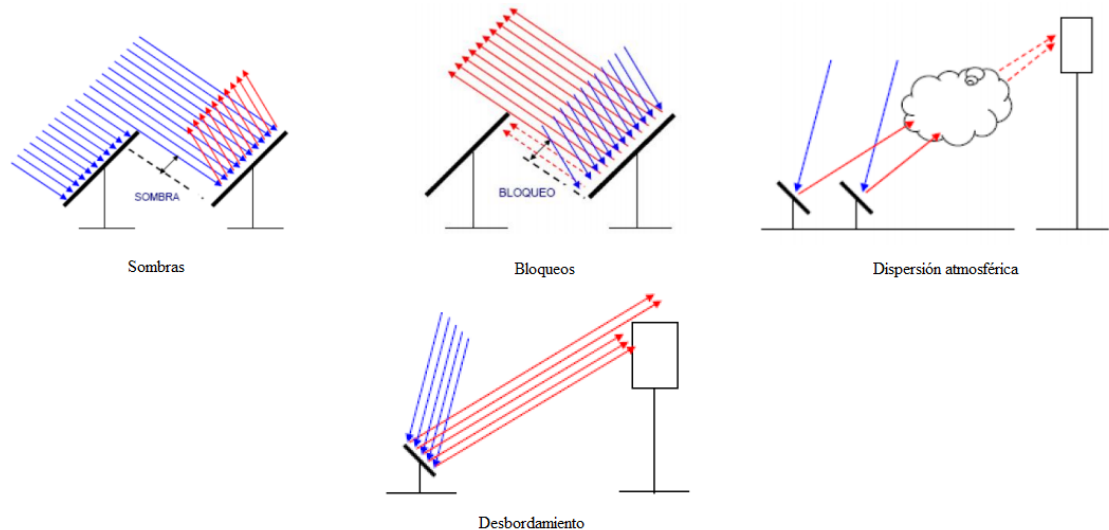


Figura 30. Representación de las distintas pérdidas ópticas y geométricas en una planta de torre central (Fuente: Google Images).

- Pérdidas geométricas.** Estas pérdidas se deben principalmente a obstrucciones y proyecciones de sombras sobre los espejos, que impiden que se capte toda la radiación solar posible. Para evitar este tipo de pérdidas, los heliostatos se ubican a cierta distancia los unos de los otros, así es menos probable que se proyecten sombras entre ellos o que haya obstrucciones. El problema, es que esta distancia no debe ser demasiado grande, ya que sino el terreno ocupado sería mayor, aumentando así su coste. Sin embargo, la distancia debe ser suficiente para facilitar labores de mantenimiento de los heliostatos.

Los efectos de este tipo de pérdidas quedan recogidos en el rendimiento geométrico ( $\eta_{\text{geom}}$ ) y, además, a través de factores de sombra y limpieza.

Otro de los aspectos más importantes del campo de heliostatos es su distribución. El hecho de optimizar la superficie total de espejos y su distribución resulta necesario ya que es importante para la viabilidad de la planta reducir al máximo posible los costes del campo.

Existen dos tipos principales de distribución del campo de heliostatos:

- Campo norte.** Esta configuración concentra todos los espejos tras la torre, al norte de la misma. Ofrece el máximo aprovechamiento solar al ofrecer ángulos de incidencia mínimos. En este caso, toda la radiación reflejada llegará a la cara norte de la torre y por tanto el receptor solo contará con tubos en esa cara [40].
- Campo circular.** Los campos circulares consisten en disponer los heliostatos rodeando a la torre central. Sin embargo, la torre no se encuentra exactamente



en el centro del campo, sino que se encuentra algo desplazada hacia al sur dando así cierta preponderancia a la cara norte donde se consigue el mejor aprovechamiento [40].

El uso de una u otra distribución atiende a dos criterios principalmente, que en este caso se explicarán para el caso de centrales en el hemisferio norte.

- **Latitud de la planta.** Cuanto más alejada este la planta del ecuador, mayor será la eficiencia óptica de la misma frente a la disposición circular [40].
- **Coste de la torre.** Generalmente, cuánto más alta sea la torre mayor será su coste, es por ello que se debe intentar utilizar distribuciones que eviten la necesidad de torres altas. En el caso de los campos norte, requieren de torres más altas que los circulares para mismas potencias de receptor, lo que hace que para campos grandes compense utilizar la distribución circular [40].

El tamaño del propio campo también es un factor determinante a la hora de su diseño, ya que cuanto mayor sea el campo, menor será su rendimiento óptico. Por no decir, que cuanto mayor sea el campo, mayor será el terreno utilízalo, lo que indudablemente aumentará los costes de la instalación. Esto conduce a que las centrales queden limitadas a campos capaces de generar potencias de en torno a 20 MW.

Actualmente, se encuentran abiertas varias líneas de investigación con el objetivo de reducir costes, ya que el conjunto del campo de heliostatos puede llegar a suponer hasta el 50% de la inversión total de la planta [28]. Algunas de estas líneas pasan por aumentar la superficie (siendo de unos 100-150 m<sup>2</sup> [40]) de los heliostatos reduciendo así el precio por m<sup>2</sup> de los mismos, aunque el problema reside en que eso puede complicar las labores de mantenimiento. Por otra parte, también se están desarrollando heliostatos de membrana tensada, algo similar a lo ya mostrado en los discos *Stirling*.

También se está investigando la curvatura de los espejos, ya que espejos más curvados permiten mayores potencias para un mismo tamaño de campo. De esta forma, es posible aumentar la capacidad anteriormente citada de 20 MW en las plantas.

Otras líneas de investigación se centran en la optimización de la distribución de campos solares. Para ello utilizan campos solares que cuentan con heliostatos móviles, a través de raíles, para poder variar su distribución.

### 2.3.2 RECEPTOR CENTRAL

El receptor central es el tema principal de este trabajo y se trata del elemento más crítico de las centrales de torre de potencia. Se encarga de captar la radiación reflejada por el campo y transformarla en energía térmica que transmite al fluido de trabajo.

Los receptores, trabajan a temperaturas muy elevadas y presentan altos niveles de flujo solar incidente. Es por ello que sus materiales se encuentran muy exigidos y deben presentar buenas propiedades térmicas, lo que supone el principal reto actual a la hora de diseñar los receptores. También, se debe cuidar el fluido caloportador utilizado controlando los rangos de temperatura que aceleran la corrosión y que provoquen su descomposición.

Además, al trabajar a altas temperaturas el receptor incurre en pérdidas térmicas de distinta naturaleza:

- Pérdidas por convección, debidas a la diferencia de temperaturas existente entre la superficie del receptor y el ambiente que lo rodea.
- Pérdidas por radiación, debidas al intercambio de calor con el cielo y el resto de superficies cercanas.
- Pérdidas por conducción con ciertos elementos del receptor y de la torre, aunque debido al pequeño porcentaje que representan frente a las dos anteriores, pueden ser despreciadas.

Para aumentar la radiación captada por el receptor, los tubos del mismo suelen recubrirse con pinturas o materiales selectivos de alta absorptividad ( $\alpha$ ) a los espectros visible y ultravioleta, y baja emisividad ( $\epsilon$ ) en el infrarrojo. De esta forma, se consiguen reducir las pérdidas radiativas al presentar una baja emisividad, y se reducen a su vez pérdidas ópticas, al ser capaces de captar una mayor parte de la radiación reflejada.

Un elemento importante para el correcto funcionamiento del receptor es la torre. Ésta permite situar al receptor en la posición óptima para maximizar la captación de radiación según la distribución elegida para el campo de heliostatos. Suelen construirse con materiales duraderos como el hormigón, aunque también existen algunas con estructura metálica. Actualmente, las torres utilizadas en las centrales pueden llegar a superar los 100 m de altura [28].



Figura 31. Ejemplos de torres solares de distintas centrales. De izquierda a derecha: Gemasolar en Sevilla, España [41], PS10 en Sevilla, España (Fuente: Google images), Solar Two en Estados Unidos (Fuente: Google Images).



Otro elemento que se comenzó a incluir en este tipo de centrales desde la instalación de Gemasolar, es el sistema de sales fundidas. Este sistema, está compuesto por dos tanques de almacenamiento, uno de sales frías y otro de sales calientes. Las sales del tanque de almacenamiento frío son bombeadas hasta lo alto de la torre, donde reciben la energía del receptor y aumentan su temperatura. Tras esto son bombeadas hacia el tanque de almacenamiento de sales calientes, que se encuentra conectado con el generador de vapor donde se intercambia calor con el fluido de trabajo del ciclo. Finalmente, las sales retornan al primer tanque de almacenamiento para repetir el proceso.

Una de las funciones principales del sistema de sales, es la de almacenar el calor generado. Al almacenarse, es posible el funcionamiento de la central incluso en horas nocturnas donde no se dispone de sol para continuar generando energía y también seguir generando en momentos de cielos nubosos. Esto, soluciona uno de los principales inconvenientes de la tecnología termosolar ya que atenúa su intermitencia de producción. Actualmente los tanques de almacenamiento permiten dotar a las centrales de hasta 15 horas de autonomía [36].

Respecto a la estructura del receptor, hay cierta variedad en función del receptor utilizado. Se puede realizar una clasificación de los receptores atendiendo a su configuración, orientación y método utilizado para absorber la radiación reflejada por el campo de heliostatos [28]:

#### ➤ **Receptor exterior**

El receptor exterior cuenta con tubos agrupados en paneles que se disponen sobre su superficie en contacto directo con el ambiente.

Al encontrarse en la superficie exterior, se facilita que los rayos reflejados alcancen su superficie, aumentando la radiación interceptada. Esto también conlleva mayores pérdidas que otros receptores al estar en contacto directo con el ambiente, lo que provoca que las temperaturas alcanzadas no lleguen a ser tan elevadas como en otros casos, pero capaces de trabajar fácilmente a 550 °C [28].

Otro de los problemas es que al encontrarse expuestos al ambiente, los tubos y sus recubrimientos selectivos pueden sufrir desgaste, lo que reduciría la eficiencia del propio receptor y obligaría a parar la central para labores de mantenimiento.

Merece la pena destacar que el flujo de sales fundidas recorre estos receptores desde su cara norte a su cara sur (en centrales localizadas en el hemisferio norte). El motivo de este sentido del flujo se debe a que la mayor radiación incidente se da en la cara norte de la torre. Si las sales recorrieran el receptor de sur a norte, comenzarían a elevar su temperatura a lo largo de su recorrido hasta llegar a la cara norte donde la temperatura se dispararía por el mayor flujo incidente. Es por ello

que el sentido utilizado es de norte a sur, ya que en el inicio las sales presentan menores temperaturas y son capaces de absorber más calor. Tras esto las sales continúan su recorrido aumentando gradualmente su temperatura pero evitando riesgos por exceso de temperatura.

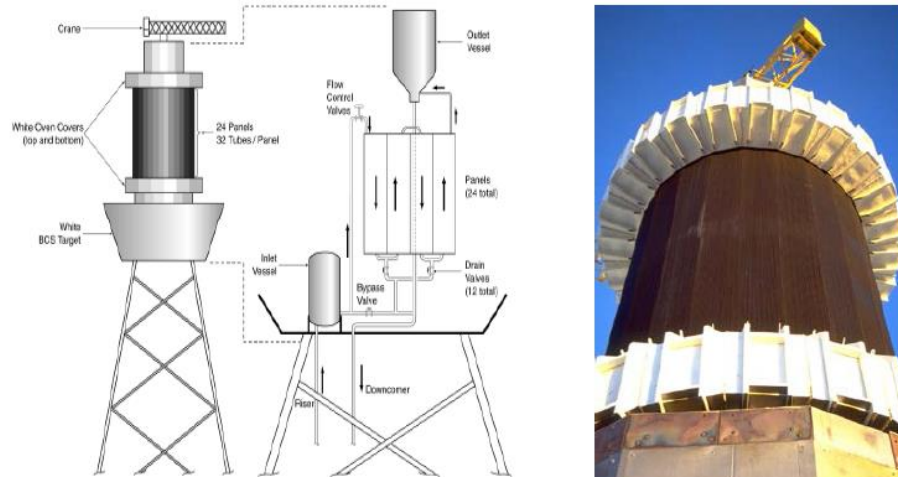


Figura 32. Esquema de receptor externo cilíndrico [43].

### ➤ Receptor de cavidad

En los receptores de cavidad, los tubos que transportan el fluido caloportador se ubican en el interior del propio receptor. Al estar en el interior, se encuentran más protegidos del ambiente y sus pérdidas son menores, lo que eleva su rendimiento y permite trabajar a mayores temperaturas.



Figura 33. Receptor de cavidad utilizado en la central CESA-1 en la Plataforma Solar de Almería (Fuente: Google images).

### ➤ Receptor volumétrico

En los receptores volumétricos la radiación incide directamente sobre una superficie porosa por la cual circula el fluido caloportador, que generalmente suele ser un gas. Es sobre esta superficie donde incide la radiación solar, la cual no se somete a



temperaturas demasiado elevadas gracias a que el fluido está en continuo contacto refrigerándola. Al estar menos exigida, es posible trabajar a mayores valores de temperatura y concentración.

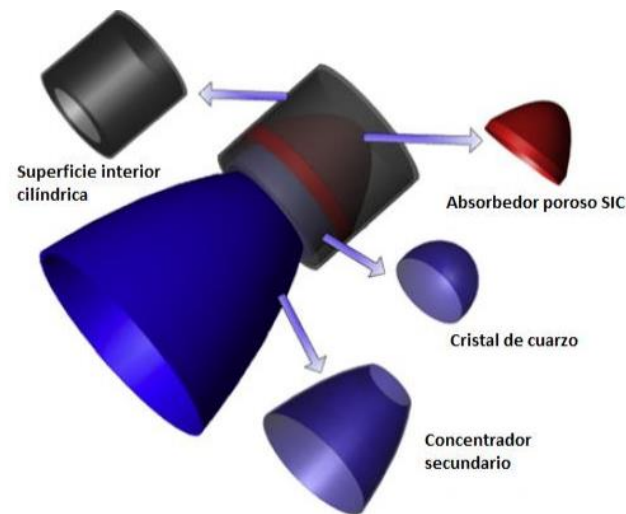


Figura 34. Ejemplo de receptor volumétrico y sus distintos componentes (Fuente: Google Images).

#### ➤ Receptor de lecho fluido

Estos receptores llevan al extremo la reducción de limitaciones en lo referente a la temperatura de operación. En este caso la superficie absorbidora de su interior no se encuentra formada por una superficie homogénea, sino que se trata de partículas de sílice o arena en suspensión dentro del propio fluido caloportador. De esta manera, la superficie se encuentra en todo momento refrigerada permitiendo trabajar a mayores temperaturas. Este tipo de receptores por el contrario se encuentran más orientados a la industria química que a la generación eléctrica.

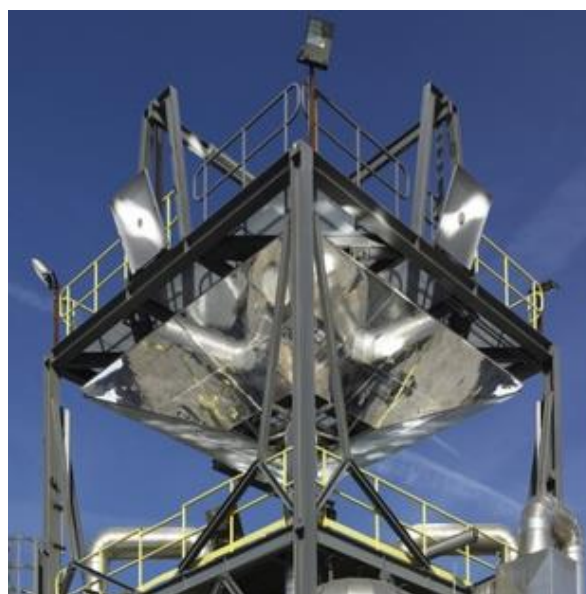


Figura 35. Receptor de lecho fluidizado utilizado en central solar de prueba de 100 kW en Italia [42].

El receptor utilizado es muy importante para el funcionamiento de la planta, ya que no solo repercute en la eficiencia de la central, sino que también puede tener una gran repercusión en los costes de la misma. Si un receptor no está optimizado, necesitará más radiación incidente y por tanto un mayor tamaño del campo solar. Esto podría suponer un aumento considerable de los costes, ya que como se ha dicho, el campo de heliostatos supone la mayor inversión de este tipo de centrales, y por ello se busca aumentar la eficiencia de los receptores.

### 2.3.3 BLOQUE DE POTENCIA

El bloque o isla de potencia lo conforman todos los elementos implicados en el ciclo termodinámico utilizado para la generación eléctrica. La configuración del mismo se encuentra condicionada por el tipo de receptor utilizado. De esta forma, si la energía térmica captada por el receptor es transferida directamente al fluido de trabajo del ciclo, se tratan de configuraciones solo-primario, ya que la central únicamente dispone de circuito primario. La otra opción tradicional, transfiere la energía térmica a un fluido caloportador para que posteriormente éste ceda calor al fluido del ciclo.

Como ya se comentó, las plantas de torre de potencia permiten adaptarse a ciclos Rankine y Brayton, siendo los más habituales los ciclos Rankine [28]. Gracias a las elevadas temperaturas de operación que se pueden alcanzar, las torres solares pueden disponer en el generador de vapor, de los distintos elementos utilizados en los ciclos Rankine para mejorar su eficiencia: economizador, sobrecalentador y recalentador.

También existen proyectos en los cuales la tecnología de torres solares se utiliza en ciclos combinados, aunque generalmente el aporte no es únicamente de energía solar, sino que cuentan con quemadores o cámaras de combustión auxiliares.

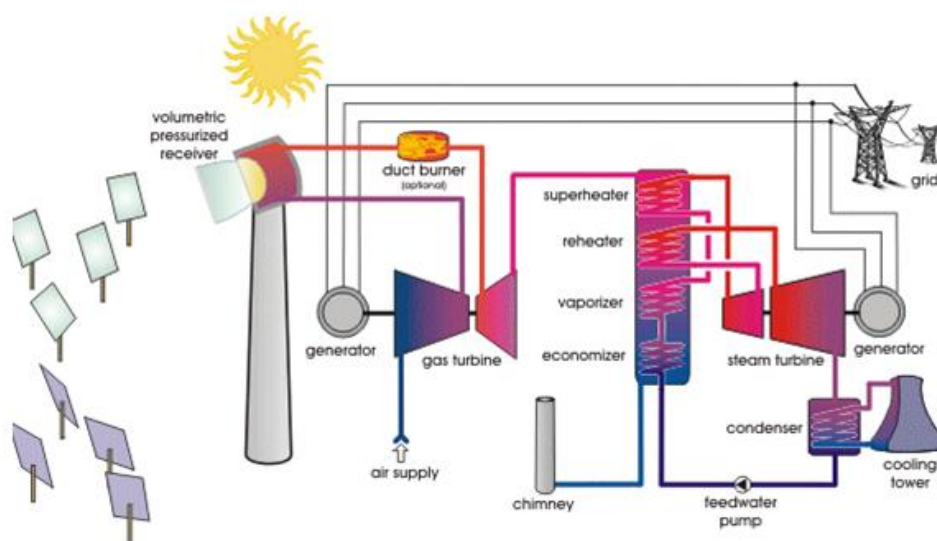


Figura 36. Esquema de torre solar integrada en ciclo combinado [44].



## 2.4 ESTADO DEL ARTE

Actualmente la tecnología de receptores cilíndricos externos cuenta con bastante experiencia ganada a través de distintos proyectos, destacando el llamado “Proyecto Solar”. Dicho proyecto se encuentra formado por los proyectos *Solar One*, *Solar Two* y *Solar Tres* (Gemasolar).

Los proyectos *Solar One* y *Solar Two*, fueron las primeras plantas que demostraron el potencial de la tecnología de torre central a escala comercial. Gracias a sus buenos resultados durante los años de funcionamiento, se promovió el desarrollo del proyecto *Solar tres*.

El proyecto *Solar tres*, también conocido como *Gemasolar* fue construido en España, y se encuentra en operación desde el año 2011. Es considerada la primera planta de torre central y sistema de almacenamiento de sales fundidas a escala comercial del mundo.



Figura 37. Vista aérea de Gemasolar [41].

Gemasolar ocupa una extensión de 185 hectáreas con sus 2.650 heliostatos, y su torre alcanza los 140 m de altura. Con estas dimensiones la central es capaz de producir 19,9 MW eléctricos, gracias a su receptor de 120 MW térmicos de potencia nominal [41]. Gracias a esto se estima que Gemasolar es capaz de evitar la emisión de 30.000 toneladas de CO<sub>2</sub> al año [41].

Pero lo más innovador de esta planta es su sistema de almacenamiento de sales fundidas que dota de 15 h de autonomía solar, lo que permite a Gemasolar trabajar las 24 horas del día sin interrupción [41].



Actualmente, se está construyendo una planta solar de torre central y sistema de almacenamiento de sales fundidas cerca de la ciudad de Tonopah, en Estados Unidos, llamada *Crescent Dunes*. Se espera que la central cuente con un receptor cilíndrico exterior de 580 MWt de potencia nominal y que sea capaz de producir 110 MWe. El sistema de sales trabajará entre los 290 °C y 565 °C, y contará con un almacenamiento capaz de funcionar durante 10 horas [43].

En comparación con nuestro estudio, Gemasolar y la central de Tonopah, utilizan receptores adaptados para condiciones de operación de un ciclo subcrítico. Pero para los casos supercrítico y ultra-supercrítico no existe ninguna central en operación, y apenas se dispone de datos que puedan servir de ayuda para predecir su comportamiento.

Lo más parecido en ese aspecto es el proyecto experimental, ya comentado en el apartado 1.5.3, del *CSIRO* en Australia. A pesar de que este campo experimental es el primero del mundo en obtener vapor supercrítico con energías renovables, se trata de un receptor solo-primario que calienta directamente el vapor que circula por la turbina. En el caso de estudio del presente trabajo, el receptor cuenta con un sistema de sales fundidas, por lo que actualmente no existe nada similar que alcance tales condiciones.

Sin embargo, sí existen proyectos de investigación trabajando en el desarrollo de receptores cilíndricos externos similares al de este trabajo. Un ejemplo son los estudios realizados por *SANDIA National Laboratories* de Estados Unidos, que estudia el funcionamiento de plantas termosolares de torre central y sistema de almacenamiento de sales fundidas, para casos subcríticos, supercríticos y ultra-supercríticos [43]. También, aunque solo para el caso subcrítico, existen trabajos de investigación de la Universidad Carlos III de Madrid [47].

## CAPÍTULO 3. DISEÑO DEL RECEPTOR

En este capítulo se detallará el proceso de diseño del receptor central. El presente estudio pretende dimensionar receptores para adaptarse al funcionamiento de centrales de torre de potencia bajo funcionamiento subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico. Es por ello que se buscarán tres configuraciones o diseños óptimos diferentes para operar en tales condiciones.

Para ello primero se plantearán las condiciones de operación de los receptores, en las cuales se simulará el comportamiento de los mismos, junto con una geometría común para los tres casos de estudio. Dichas condiciones delimitarán el punto de diseño.

A continuación, se procederá a desarrollar un modelo térmico y otro hidrodinámico que permita simular el comportamiento de los receptores. A partir de dichas simulaciones, se realizará una comparativa de los resultados obtenidos con el objetivo de seleccionar los mejores diseños para cada caso de funcionamiento: subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico.

### 3.1 CONDICIONES DE PARTIDA DEL RECEPTOR

Se debe aclarar, que las condiciones ambientales y de radiación utilizadas para el punto de diseño no se corresponden con una localización geográfica concreta. Sin embargo, se tratan de condiciones usuales de funcionamiento en el caso de receptores similares a las utilizadas por otros estudios, que han servido en parte como referencia para este trabajo. Bajo estas condiciones comunes se simulará el comportamiento de los distintos receptores en los tres modos de operación.

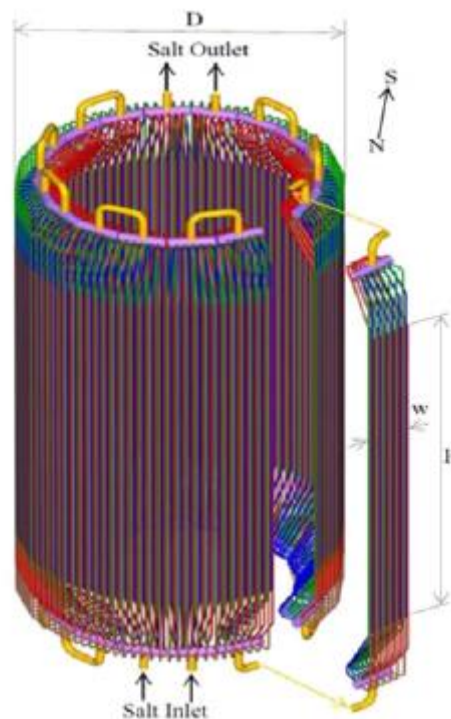
#### 3.1.1 GEOMETRÍA

Para poder simular distintos receptores lo primero que se hará es partir de una misma geometría base y variar sus parámetros de diseño. De esta forma, se conseguirán distintas configuraciones que se corresponderán con cada uno de los receptores.

Diámetro del receptor, D [m]	8.1
Altura del receptor, H [m]	10.6
Espesor del receptor, esp [mm]	1.25
Número de caminos de flujo, $N_{fp}$ [-]	2
Separación entre tubos, B [-]	8-14% do

Tabla 2. Geometría base del receptor.

Esta geometría de partida, tiene su fundamento en otras centrales ya en funcionamiento, siendo la más similar Gemasolar. Como se puede apreciar el receptor contará con dos caminos de flujo, que circularán desde la cara norte a la cara sur recorriendo los paneles de las dos mitades del receptor serpenteando. Por otra parte la separación entre tubos puede ser variable para adaptarse a las dimensiones físicas del receptor, pero se encontrará siempre dentro del rango fijado. La configuración elegida para los receptores puede observarse mejor en la *figura 38*, donde se muestra una representación 3D de cómo sería el receptor cilíndrico externo para un caso de 9 paneles por camino de flujo.



*Figura 38. Representación 3D de receptor cilíndrico externo de 18 paneles [47].*

Los parámetros necesarios que faltarían para poder definir la geometría del receptor serían: el número de paneles ( $N_p$ ) y el diámetro exterior de los tubos ( $d_o$ ). El resto de parámetros como el diámetro interior de los tubos ( $d_i$ ), la separación entre centros de los tubos o *Pitch* ( $P_t$ ), la longitud de los paneles ( $L_p$ ) y el número de tubos ( $N_t$ ), pueden determinarse a partir de la geometría base y los parámetros necesarios.

Para los distintos receptores modificaremos el número de paneles del receptor y el diámetro exterior de los tubos. Se considerarán tres cantidades de paneles y tres diámetros exteriores para cada una, lo que dará lugar a 9 diseños diferentes de receptor. Si a esto le añadimos que cada receptor deberá simularse en los tres modos de funcionamiento del ciclo, en obtiene un total de veintisiete casos de estudio.

A continuación, se mostrarán las distintas configuraciones resultantes tras variar el número de paneles y el diámetro exterior.

$N_p = 16$		$L_p = 1.6 \text{ m}$		
	$d_i \text{ [cm]}$	$P_t \text{ [cm]}$	$N_t \text{ [-]}$	$B \text{ [cm]}$
$d_o = 3.5 \text{ cm}$	3.25	4	640	0.5
$d_o = 2.3 \text{ cm}$	2.05	2.5	1024	0.2
$d_o = 1.85 \text{ cm}$	1.6	2	1280	0.15

Tabla 3. Valores de los distintos parámetros geométricos para las configuraciones de 16 paneles.

$N_p = 18$		$L_p = 1.42 \text{ m}$		
	$d_i \text{ [cm]}$	$P_t \text{ [cm]}$	$N_t \text{ [-]}$	$B \text{ [cm]}$
$d_o = 3.3 \text{ cm}$	3.05	3.55	720	0.25
$d_o = 2.6 \text{ cm}$	2.35	2.84	900	0.24
$d_o = 1.85 \text{ cm}$	0.016	2	1278	0.15

Tabla 4. Valores de los distintos parámetros geométricos para las configuraciones de 18 paneles.

$N_p = 20$		$L_p = 1.3 \text{ m}$		
	$d_i \text{ [cm]}$	$P_t \text{ [cm]}$	$N_t \text{ [-]}$	$B \text{ [cm]}$
$d_o = 3 \text{ cm}$	2.75	3.25	800	0.25
$d_o = 2.3 \text{ cm}$	2.05	2.5	1040	0.2
$d_o = 1.85 \text{ cm}$	1.6	2	1300	0.15

Tabla 5. Valores de los distintos parámetros geométricos para las configuraciones de 20 paneles.

Como se puede apreciar, los diámetros para las distintas configuraciones no coinciden entre sí. Esto se debe a que se han buscado configuraciones que concuerden con las longitudes de los paneles y sean simples. A pesar de que algunos diámetros puedan diferir ligeramente, son bastante similares, lo que nos permitirá estudiar la influencia de los distintos parámetros en los resultados de interés para este estudio.

### 3.1.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN

Los receptores deberán operar bajo unas determinadas condiciones ambientales que simularán el entorno del receptor en el punto de diseño. Éste, suele corresponderse con

el equinoccio de primavera, para dar lugar a diseños capaces de aprovechar la radiación media anual [43].

- Hora del día ( $h$ ) = 12.00h
- Presión atmosférica ( $P_{atm}$ ) = 1 bar =  $10^5$  Pa
- Temperatura de bulbo húmedo del aire ( $T_{bh}$ ) = 20 °C = 293 K
- Temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) = 35 °C = 308 K
- Velocidad del viento ( $V_{wind}$ ) = 0 m/s

Los receptores contarán con una potencia nominal de  $Q_{th} = 120$  MW, igual que la utilizada por el receptor central de la central Gemasolar.

El rango de temperaturas de las sales, será distinto en función del modo de operación del receptor. Si bien el tanque de almacenamiento se encontrará en todos los casos a una temperatura de 290 °C, la temperatura de las sales a la salida del receptor dependerá del régimen de funcionamiento de la turbina:

- Subcrítico: Temperatura de las sales a la salida del receptor de 565 °C.
- Supercrítico: Temperatura de la sales a la salida del receptor de 600 °C.
- Ultra-supercrítico: Temperatura de las sales a la salida del receptor de 650 °C.

Cabe decir, que estas temperaturas permiten que la turbina funcione en los regímenes anteriormente citados, pero no quiere decir que el vapor de dichos ciclos opere bajo esas condiciones.

Las sales deben mantenerse a una temperatura superior a la deseada en el vapor de la turbina, para conseguir un intercambio de calor correcto en los distintos intercambiadores presentes en el generador de vapor. Pero el estudio del generador de vapor, así como el almacenamiento de sales, queda fuera de este trabajo. Por tanto, los distintos modos de operación del receptor quedarán diferenciados por sus temperaturas de operación.

Respecto al gasto másico de sales utilizado en el receptor, este dependerá de la potencia nominal de éste y de sus temperaturas de operación. Es posible determinarlo, a partir del calor sensible absorbido por las sales en el receptor como se muestra en las ecuaciones 3.1 y 3.2.

$$Q_{th} = \dot{m}_{salt} \cdot C_{p_{salt}} \cdot (T_{saltout} - T_{saltin}) \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{salt} = \frac{Q_{th}}{C_{p_{salt}} \cdot (T_{saltout} - T_{saltin})} \quad (3.2)$$



Dónde:

- $\dot{m}_{salt}$ : Gasto másico de sales en el receptor.
- $Q_{th}$ : Potencia nominal del receptor.
- $Cp_{salt}$ : Calor específico de las sales.
- $T_{saltout}$ : Temperatura de las sales a la salida del receptor.
- $T_{saltin}$ : Temperatura de las sales a la entrada del receptor.

Como se puede apreciar, es necesario disponer del calor específico de las sales. Las propiedades de las sales se mostrarán en el apartado 3.1.4 junto con sus leyes de variación. Para este caso, tomaremos el valor evaluado a la temperatura media entre la entrada y la salida del receptor. Esto dará lugar a un gasto másico distinto para cada modo de operación:

- Subcrítico  $\rightarrow \dot{m}_{salt} = 287,7431 \frac{kg}{s}$
- Supercrítico  $\rightarrow \dot{m}_{salt} = 254,7503 \frac{kg}{s}$
- Ultra-supercrítico  $\rightarrow \dot{m}_{salt} = 218,7493 \frac{kg}{s}$

Estos gastos másicos, se corresponden con el receptor entero considerando los dos caminos de flujo, y como se puede ver son independientes de la geometría utilizada.

Por último, para simular la radiación reflejada por el campo de receptores se utilizará el mapa de radiación mostrado en la *tabla 6* obtenido a través del *software WinDelsol*.

		Grados												
		0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
Altura [m]	4,89	196	268	347	407	436	446	446	446	436	407	347	268	196
	4,08	302	420	593	749	831	862	862	862	831	749	593	420	302
	3,26	392	551	827	1089	1220	1271	1271	1271	1220	1089	827	551	392
	2,45	445	640	987	1301	1463	1513	1513	1513	1463	1301	987	640	445
	1,63	465	695	1069	1372	1533	1573	1573	1573	1533	1372	1069	695	465
	0,82	457	731	1110	1382	1523	1563	1563	1563	1523	1382	1110	731	457
	0,00	431	744	1140	1412	1543	1594	1594	1594	1543	1412	1140	744	431
	-0,82	386	709	1130	1442	1594	1694	1694	1694	1594	1442	1130	709	386
	-1,63	324	606	1019	1372	1553	1604	1604	1604	1553	1372	1019	606	324
	-2,45	246	451	796	1120	1291	1342	1342	1342	1291	1120	796	451	246
	-3,26	165	284	516	750	872	907	907	907	872	750	516	284	165
	-4,08	94	147	270	397	461	478	478	478	461	397	270	147	94
	-4,89	44	61	111	164	191	198	198	198	191	164	111	61	44

Tabla 6. Mapa de radiación incidente sobre el receptor.

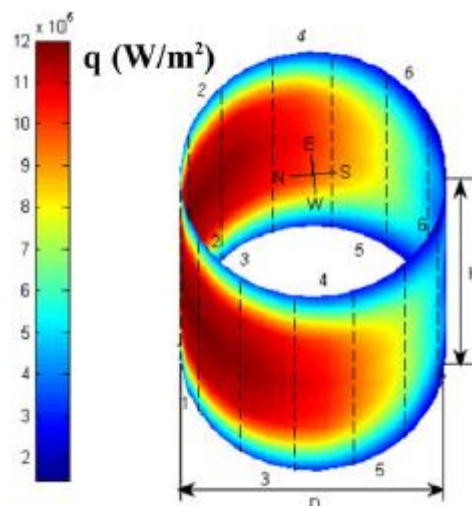


El mapa muestra la radiación incidente en  $\text{kW/m}^2$ , referidos a la superficie de colectores, sobre la superficie del receptor. Como se puede observar, muestra variaciones tanto en la altura como en la periferia del receptor, tal y como ocurre en los receptores centrales, y presenta un valor medio de  $830 \text{ kW/m}^2$ .

La coordenada  $0^\circ$  se corresponde con la cara sur del receptor, por lo que la cara norte se corresponderá con los  $180^\circ$ . Esto tiene sentido, ya que como se comentó, en el hemisferio norte la máxima radiación incide en la zona norte del campo de heliostatos, lo que provoca que la máxima radiación reflejada incida sobre la cara orientada en esa dirección del receptor y es donde encontramos los valores de radiación más altos en el mapa.

Se han marcado en color azul, los valores correspondientes a la altura media y cara norte del receptor. Hay que destacar, que se aprecia una simetría entre las dos mitades marcadas por los  $180^\circ$ . Esto implica que el comportamiento de los dos caminos de flujo del receptor es exactamente el mismo, por lo que el estudio del mismo puede reducirse al de solo uno de los caminos.

Si se representa el mapa de radiación sobre la superficie del receptor, el resultado sería como lo mostrado en la *figura 39* [47].



*Figura 39. Representación del mapa de radiación incidente sobre la superficie de receptor de 14 paneles* [47].

En los casos de estudio, se tienen configuraciones con un número variable de paneles, es por ello que hay que adaptar el mapa de radiación para cada una de las tres posibilidades. Como hipótesis para simplificar el problema, se tomará que la radiación incidente en cada panel del receptor será igual a la radiación incidente sobre su ángulo



medio. De esta forma, los mapas de radiación adaptados a las diferentes configuraciones de paneles se muestran en las tablas 7, 8 y 9.

		Ángulo medio del panel								Radiación [kW/m <sup>2</sup> ]
		11,25	33,75	56,25	78,75	101,25	123,75	146,25	168,75	
Altura [m]	4,89	222,91	278,14	337,14	384,8	418,09	437	444,56	446	
	4,08	345,84	441,29	571,4	690,80	780,07	835,04	858,49	862	
	3,26	451,75	585,27	792,55	991	1138,52	1226,77	1264,6	1271	
	2,45	518,19	683,87	944,10	1183,53	1361,68	1468,85	1506,67	1513	
	1,63	551,23	741,74	1022,4	1258,29	1432,29	1538,20	1568,45	1573	
	0,82	559,80	778,55	1062,24	1279,73	1434,81	1528,11	1558,37	1563	
	0,00	548,33	793,81	1090,35	1309,99	1461,29	1549,54	1587,37	1594	
	-0,82	507,35	761,66	1077,11	1325,12	1499,11	1599,97	1637,8	1694	
	-1,63	429,69	657,77	967,17	1239,38	1439,85	1559,63	1597,45	1604	
	-2,45	322,89	493,99	752,71	998,19	1183,91	1297,38	1335,2	1342	
	-3,26	210,05	313,44	487,43	662,68	796,21	876,77	902,49	907	
	-4,08	114,04	162,65	254,94	349,75	421,24	463,10	475,96	478	
	-4,89	50,23	67,09	104,69	144,36	174,24	191,52	196,81	198	

Tabla 7. Mapa de radiación adaptado a configuraciones de 16 paneles.

		Ángulo medio del panel								Radiación [kW/m <sup>2</sup> ]
		10	30	50	70	90	110	130	150	170
Altura [m]	4,89	219,89	268	320,75	367,15	407	426,32	439,1	446	446
	4,08	340,92	420	535,26	645,20	749	803,9	841,55	862	862
	3,26	445,15	551	734,97	914,51	1089	1176,76	1237,38	1271	1271
	2,45	510,04	640	871,81	1092,03	1301	1408,75	1479,36	1513	1513
	1,63	541,65	695	944,43	1170,04	1372	1479,36	1546,6	1573	1573
	0,82	548,37	731	983,44	1200,3	1382	1475,99	1536,51	1563	1563
	0,00	535,26	744	1007,98	1230,56	1412	1499,53	1560,05	1594	1594
	-0,82	493,9	709	989,49	1233,92	1442	1543,24	1610,48	1694	1694
	-1,63	417,92	606	881,23	1136,41	1372	1492,81	1570,13	1604	1604
	-2,45	314,36	451	680,84	903,75	1120	1233,92	1307,89	1342	1342
	-3,26	205,09	284	439,1	594,43	750	831,8	883,92	907	907
	-4,08	111,82	147	229,3	312,68	397	439,77	466,67	478	478
	-4,89	49,52	61	94,24	128,77	164	181,89	192,99	198	198

Tabla 8. Mapa de radiación adaptado a configuraciones de 18 paneles.

		Ángulo medio del panel										Radiación [kW/m <sup>2</sup> ]
		9	27	45	63	81	99	117	135	153	171	
Altura [m]	4,89	217,47	261,04	307,64	353,03	389,34	415,97	432,91	440,78	445,82	445,82	
	4,08	336,99	407,80	506,34	608,72	702,53	773,94	822,96	846,76	862,40	862,40	
	3,26	439,87	534,89	688,91	853,32	1010,67	1128,68	1207,36	1245,69	1270,90	1270,90	
	2,45	503,52	620,93	813,98	1018,84	1207,05	1349,58	1446,41	1487,76	1512,98	1512,98	
	1,63	533,98	671,96	882,07	1099,43	1280,99	1420,18	1517,01	1553,32	1573,50	1573,50	
	0,82	539,23	703,84	920,40	1136,75	1300,15	1424,22	1508,94	1543,24	1563,41	1563,41	
	0,00	524,80	713,02	942,08	1167,01	1330,41	1451,45	1530,13	1568,45	1593,67	1593,67	
	-0,82	483,14	676,81	919,39	1160,96	1348,57	1487,76	1578,54	1618,89	1644,10	1644,10	
	-1,63	408,50	577,96	812,47	1054,04	1265,86	1426,23	1535,17	1578,54	1603,76	1603,76	
	-2,45	307,54	430,39	623,35	828,20	1022,47	1171,05	1273,93	1316,29	1341,51	1341,51	
	-3,26	201,13	272,54	400,44	539,83	680,24	787,05	860,28	889,63	906,78	906,78	
	-4,08	110,05	141,95	208,79	283,03	359,28	416,47	454,60	469,53	478,10	478,10	
	-4,89	48,96	59,13	85,89	116,30	148,37	172,28	188,01	194,17	197,70	197,70	

Tabla 9. Mapa de radiación adaptado a configuraciones de 20 paneles.

Para adaptar los mapas a los distintos paneles, se han realizado interpolaciones lineales entre los valores de radiación para los distintos ángulos, obteniéndose los resultados mostrados. Además, se muestran los valores para un solo camino de flujo, ya que como se ha dicho, para el otro camino serían idénticos debido a la simetría del mapa de radiación.

Los mapas mostrados se corresponden con el supuesto inicial para la resolución, pero es posible que con los valores mostrados la temperatura de las sales sea muy superior a la deseada en los distintos casos para las configuraciones elegidas. Es por eso que se hará uso de un factor  $\eta$ , que se mostrará más adelante en la resolución del proceso iterativo, que permita regular la radiación incidente durante el proceso de resolución. El valor final obtenido de  $\eta$  permitirá conocer la radiación necesaria para cada caso, y ayudará a conocer como debería ser el campo solar de la planta.

### 3.1.3 TUBOS

Uno de los elementos más críticos en el funcionamiento de los receptores centrales es el material de los tubos. Debido a las elevadas temperaturas de operación, los tubos se encuentran sometidos a un gran estrés térmico, además de la acción corrosiva de las sales en posible descomposición.

Existen materiales muy destacados para su uso en receptores centrales como el *Incoloy 800H*, el *Inconel 625-LCF* y el *Haynes 230* [43]. Existen muchos más materiales bajo estudio con este fin, pero se han destacado los tres anteriores debido a su alto grado de investigación y sus buenos resultados. El *Inconel 625-LCF* ha sido un material muy estudiado desde que se cerró la central *Solar Two* y se perfila como el material de las próximas generaciones de centrales. El *Haynes 230* se trata de un material bajo estudio

con un futuro prometedor para la tecnología de discos parabólicos y torres centrales, ya que permite trabajar a temperaturas cercanas a los 800 °C [54].

A pesar de que los materiales citados también presentan buenas propiedades, para este estudio se ha decidido utilizar el *Incoloy 800H*. Se trata del material utilizado en el receptor de la central *Solar One* y en el proyecto *Solar Two*, lo que hace que cuente con muchas horas de funcionamiento y buenos resultados. Además, las propiedades mecánicas del *Incoloy 800H* permiten trabajar con sales a temperaturas de hasta 650 °C [49].

INCOLOY alloys	800	800H	800HT
Nickel	30.0-35.0	30.0-35.0	30.0-35.0
Chromium	19.0-23.0	19.0-23.0	19.0-23.0
Iron	39.5 min.	39.5 min.	39.5 min.
Carbon	0.10 max.	0.05-0.10	0.06-0.10
Aluminum	0.15-0.60	0.15-0.60	0.25-0.60
Titanium	0.15-0.60	0.15-0.60	0.25-0.60
Aluminum + Titanium	0.30-1.20	0.30-1.20	0.85-1.20
ASTM grain size	Not specified	5 or coarser	5 or coarser

*Tabla 10. Composición del Incoloy 800H junto con las composiciones de las aleaciones 800 y 800HT de la misma serie. La composición química del Incoloy 800H puede diferir para ciertas aplicaciones específicas [49].*

Las propiedades mecánicas, junto con su resistencia a la corrosión a altas temperaturas, hacen del *Incoloy 800H* un material muy utilizado en aplicaciones que requieran la exposición durante un largo periodo de tiempo a altas temperaturas y atmósferas corrosivas, como es el caso de los receptores estudiados [49].

En la *Tabla 11* se muestra la variación de algunas de las propiedades de interés del material con la temperatura.

Temperature	Electrical Resistivity	Thermal Conductivity	Coefficient of Expansion <sup>a</sup>
°C	$\mu\Omega\cdot m$	W/m°C	$\mu m/m^{\circ}C$
20	0.989	11.5	-
100	1.035	13.0	14.4
200	1.089	14.7	15.9
300	1.127	16.3	16.2
400	1.157	17.9	16.5
500	1.191	19.5	16.8
600	1.223	21.1	17.1
700	1.251	22.8	17.5
800	1.266	24.7	18.0
900	1.283	27.1	-
1000	1.291	31.9	-

Tabla 11. Evolución de varias propiedades termofísicas del Incoloy 800H con la temperatura [49].

Resulta de especial interés para la resolución del modelo térmico de este trabajo la conductividad térmica. Para simplificar el problema se tomará un valor promedio dentro del rango máximo de temperaturas de estudio, obteniéndose así una conductividad de  $k = 18.7 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ .

También serán necesarias las propiedades radiativas de la superficie de los tubos. En este caso se supondrá un recubrimiento de pintura selectiva con una emisividad constante e igual a  $\varepsilon_t = 0.87$  y una absorptividad a la luz visible constante e igual a  $\alpha_t = 0.93$  [47].

### 3.1.4 SALES

Actualmente, las sales fundidas son otro de los elementos principales de las centrales termosolares de torre central. Gracias a la inclusión en este tipo de plantas de los sistemas de almacenamiento de sales, se están realizando numerosas investigaciones sobre las propiedades y ventajas del uso de sales fundidas. Las más utilizadas en el almacenamiento de sistemas CCP y torres centrales, y las elegidas para nuestros casos estudio, son las denominadas *Solar Salt* o “sal solar”.

Las sales solares están formadas por una mezcla del 60% de  $\text{NaNO}_3$  y 40% de  $\text{KNO}_3$  en peso [50]. Una de las ventajas del uso de este tipo de sales, es que son capaces de trabajar a grandes temperaturas sin necesidad de altas presiones, al contrario que los receptores refrigerados por agua. Además, las sales solares cuentan con una gran capacidad para almacenar energía (calor específico) lo que las convierte en una opción idónea para el almacenamiento energético.

A términos de corrosión, las sales solares resultan menos corrosivas que el agua, lo que ayuda a mejorar el tiempo de vida útil del receptor. En este aspecto, el mayor riesgo que presentan las sales es su descomposición, que se da por completo a temperaturas cercanas a los  $680^{\circ}\text{C}$ .

Otra de las ventajas que presentan estas sales es que no son tóxicas ni inflamables, lo que minimiza los daños ocasionados por posibles fugas. Además, el uso de las sales solares a nivel comercial cuenta con experiencia previa gracias a su uso en el proyecto *Solar Two*. Todo ello unido a su bajo coste, hace que las sales solares sean la principal elección para su uso en almacenamiento térmico de centrales termosolares.

Respecto al rango de temperaturas de operación, los fabricantes recomiendan para aplicaciones solares en torres centrales que las sales trabajen desde los 260 °C hasta los 600 °C [50]. Esto significa, que para el funcionamiento ultra-supercrítico de la turbina, las sales son llevadas al límite y será necesario controlar su temperatura para evitar la descomposición.

A continuación, se muestran las leyes que rigen la variación de las propiedades de interés de las sales con la temperatura [50]:

- **Densidad**

La densidad de las sales varía con la temperatura según la ley mostrada en la ecuación 3.3, donde T es la temperatura en grados Kelvin de las sales.

$$\rho_{salt} = 2090 - 0.636 \cdot (T - 273.15) \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (3.3)$$

La ley de la densidad representada frente a la temperatura se muestra en la figura 40.

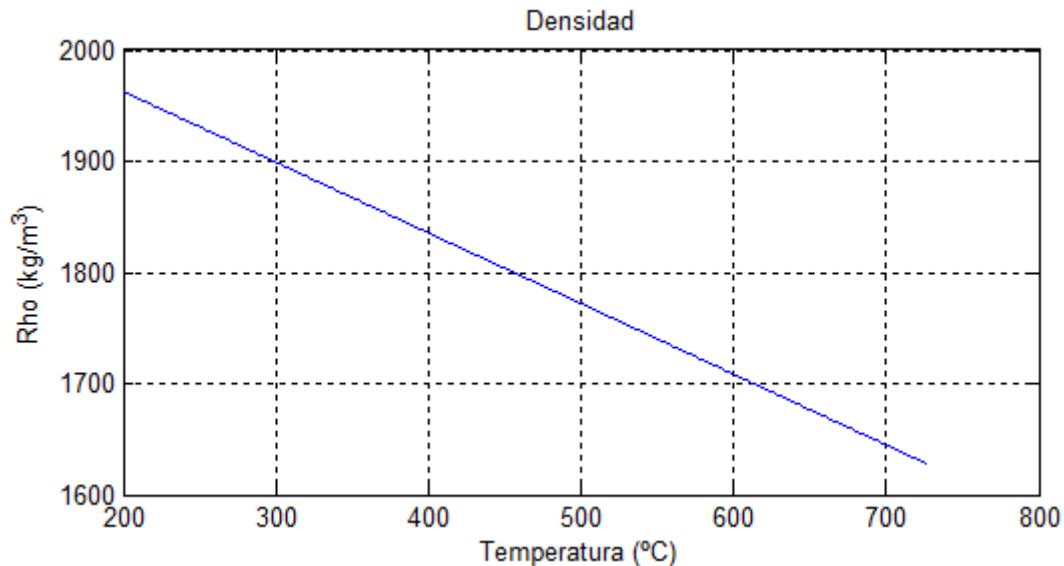


Figura 40. Representación de la densidad de las sales frente a la temperatura.

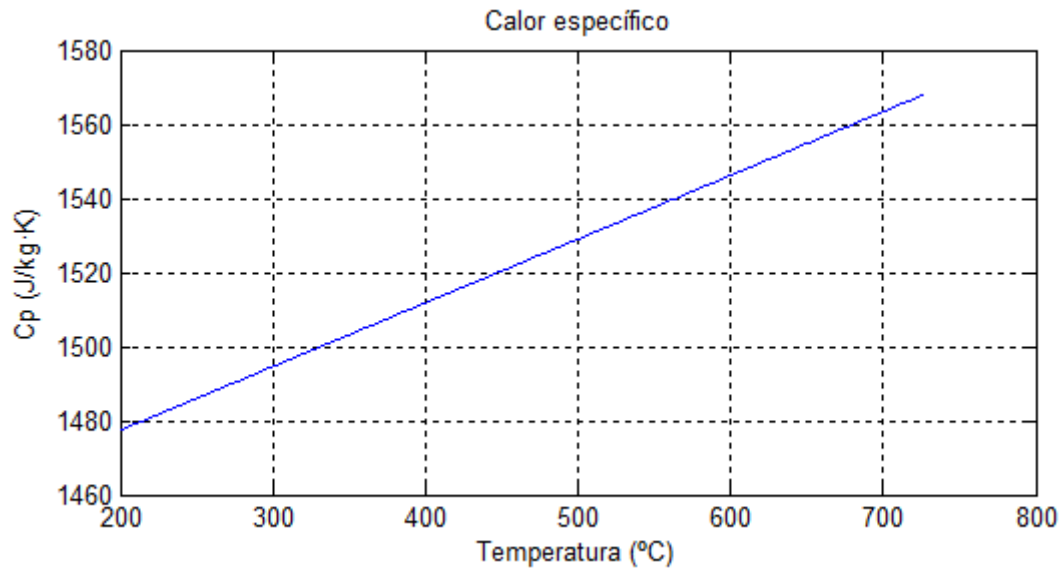


- **Calor específico**

El calor específico de las sales varía con la temperatura según la ley mostrada en la *ecuación 3.4*, donde  $T$  es la temperatura en grados Kelvin de las sales.

$$Cp_{salt} = 1443 - 0.172 \cdot (T - 273.15) \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (3.4)$$

La ley del calor específico representada frente a la temperatura se muestra en la *figura 41*.



*Figura 41. Representación del calor específico de las sales frente a la temperatura.*

- **Viscosidad dinámica**

La viscosidad de las sales varía con la temperatura según la ley mostrada en la *ecuación 3.5*, donde  $T$  es la temperatura en grados Kelvin de las sales.

$$\mu_{salt} = \frac{22.714 - 0.12 \cdot (T - 273.15) + 2.281 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273.15)^2 - 1.474 \cdot 10^{-7} \cdot (T - 273.15)^3}{1000} \text{ [Pa} \cdot \text{s]} \quad (3.5)$$

La ley de la viscosidad dinámica representada frente a la temperatura se muestra en la *figura 42*.

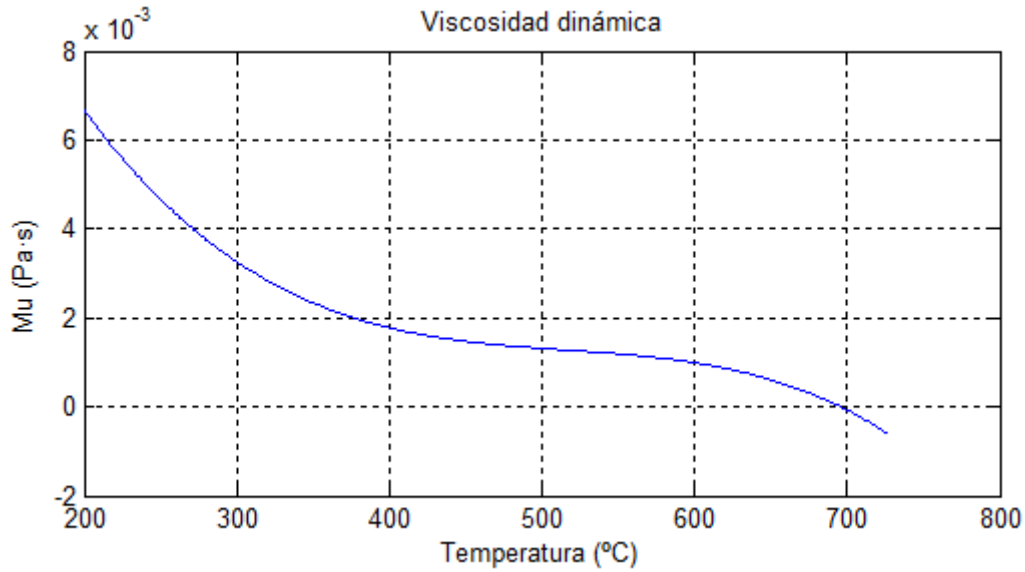


Figura 42. Representación de la viscosidad dinámica frente a la temperatura.

Como se puede observar, para temperaturas cercanas a los 700 °C la ley de variación pierde sentido, ya que conduce a valores negativos de la viscosidad dinámica. Los valores cercanos tampoco pueden ser tomados del todo en consideración y representan los momentos de descomposición de las sales.

- **Conductividad térmica**

La conductividad térmica de las sales varía con la temperatura según la ley mostrada en la ecuación 3.6, donde T es la temperatura en grados Kelvin de las sales.

$$k_{salt} = 0.443 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273.15) \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.6)$$

La ley de la conductividad térmica representada frente a la temperatura se muestra en la figura 43.

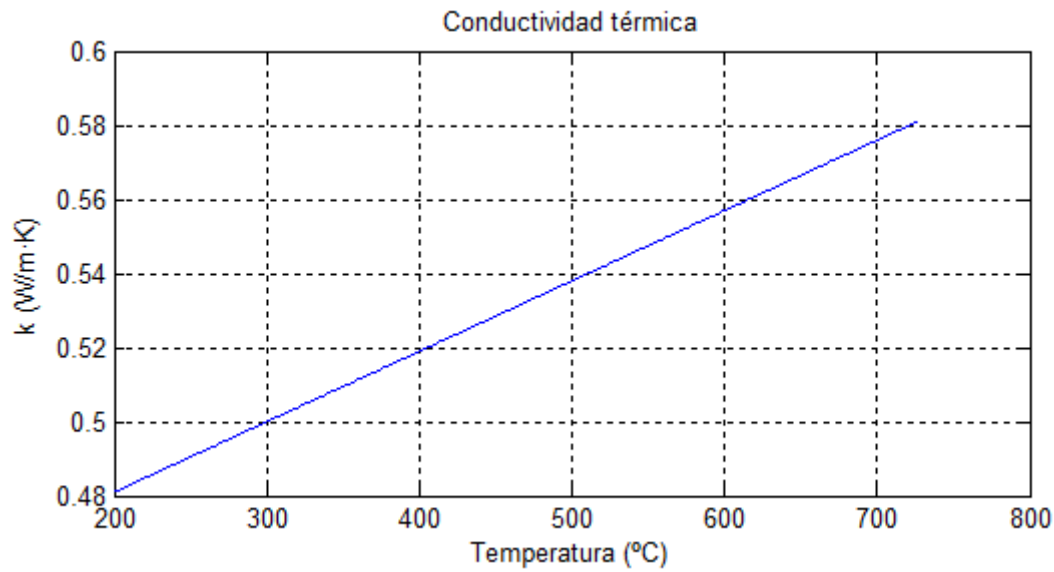


Figura 43. Representación de la conductividad térmica frente a la temperatura.

## 3.2 MODELO TÉRMICO

El modelo térmico puede considerarse la parte central del presente trabajo. Gracias a él es posible simular el comportamiento térmico del receptor, lo que nos permite determinar las temperaturas alcanzadas en el mismo, las pérdidas de calor y su eficiencia, así como otros parámetros de especial interés en el proceso de diseño del mismo.

A continuación, se explicarán los pasos a seguir para el desarrollo del modelo y su resolución, incluyendo un diagrama de flujo donde se refleja el proceso iterativo a seguir.

### 3.2.1 SUPERFICIES DEL RECEPTOR

El estudio del receptor se realizará a través de unidades de geometría simples como la mostrada en la *figura 44*. De esta forma, el comportamiento del receptor puede resolverse a través de la resolución del problema planteado para cada uno de estos elementos simples.

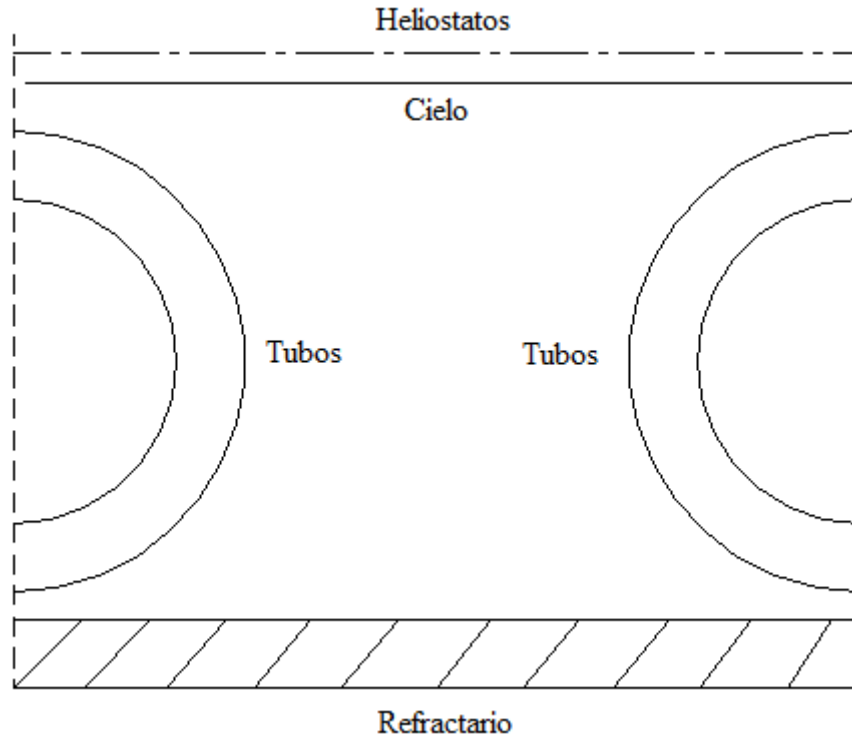


Figura 44. Elemento de geometría simple utilizado para la resolución del problema térmico.

El elemento presenta una geometría simple formada por dos mitades de tubo del receptor enfrentadas y una superficie refractaria aislante que permite reflejar la radiación incidente casi en su totalidad (emisividad  $\varepsilon_r = 0.2$  y absorptividad a la visible  $\alpha_r = 0.15$ ), consiguiendo así un mayor aprovechamiento de ésta. Respecto a las superficies del cielo y heliostatos, se tomarán como una única superficie capaz de emitir la radiación procedente del campo de heliostatos y de emitir como el propio cielo, recibiendo también la energía perdida por reflexión de los tubos y el refractario.

En este modelo, para conseguir una mayor aproximación al funcionamiento real de los receptores, se considerará la superficie exterior de los tubos dividida en tres particiones que se tomarán como superficies diferentes (figura 45).

El motivo de esta partición se debe, a que no toda la superficie exterior de los tubos se comporta del mismo modo a términos de transferencia de calor. La radiación procedente del campo de heliostatos no incide de la misma forma en todo el perímetro de los tubos, de hecho, la radiación no llega a incidir en la parte posterior de estos enfrentada al refractario. Además, la transferencia de calor por convección tampoco es igual en todo el perímetro, encontrando así que la cara de los tubos orientada al exterior registra mayores pérdidas que el resto de superficie de los tubos.

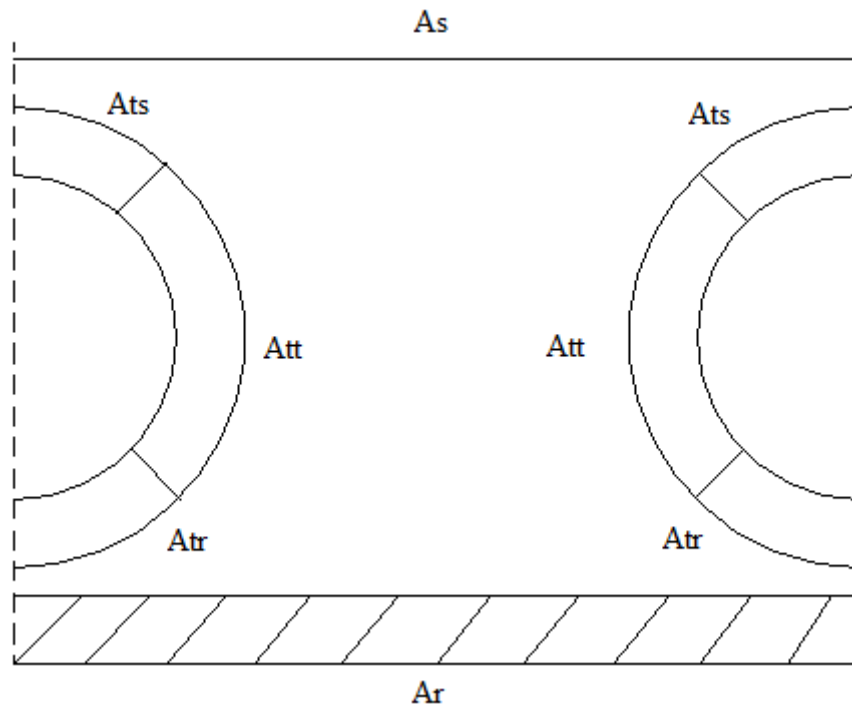


Figura 45. Esquema final de superficies de estudio.

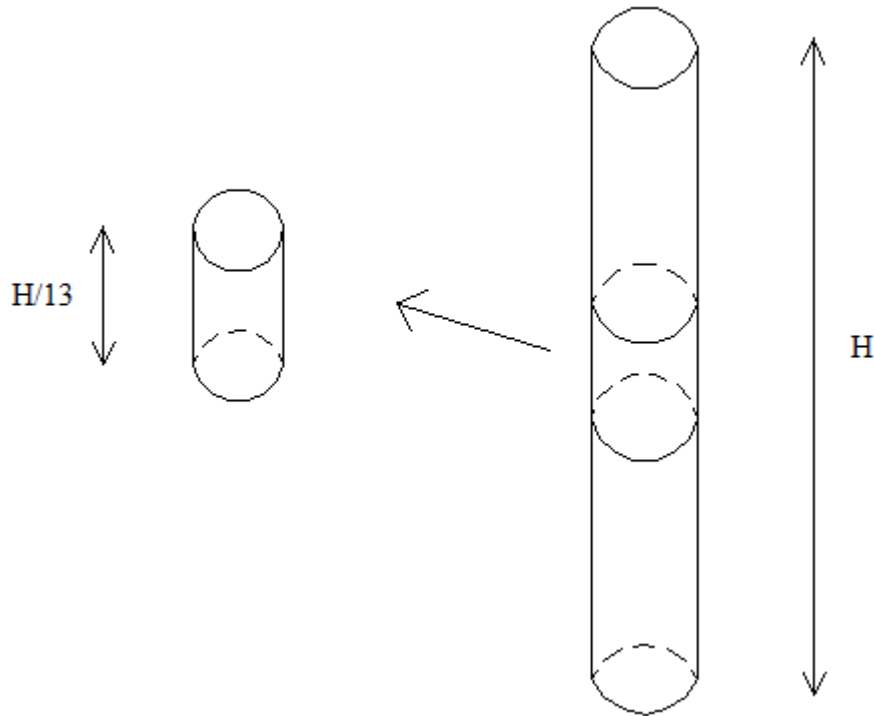
El hecho de dividir los tubos en tres superficies diferentes tiene una gran repercusión en los resultados. Si los tubos son considerados como una única superficie entonces la temperatura superficial de los mismos sería menor, y sería cercana a la media de las temperaturas de las tres particiones consideradas. Al encontrarse a menor temperatura, las pérdidas térmicas serían menores, lo que daría como resultado mayores rendimientos.

Para probar este hecho, se ha simulado un receptor de 16 paneles y diámetro exterior de los tubos de 3.5 cm utilizando tres particiones y tomando los tubos como una única superficie. Los resultados de eficiencia del receptor obtenidos en ambos casos fueron los siguientes:

- Modelado con tres particiones  $\rightarrow \varepsilon_{th} = 77.3197 \%$
- Modelado con una única superficie  $\rightarrow \varepsilon_{th} = 80.0118 \%$

Como se puede ver, la diferencia al considerar la superficie de los tubos dividida en tres particiones es apreciable. A pesar de que numéricamente pueda parecer poco, una diferencia del 2.69% en la eficiencia del receptor implica que para alcanzar los 120 MWt nominales se necesitarían concentrar 5.4 MW adicionales de radiación solar. Esto incrementaría aún más los ya cuantiosos costes del campo de heliostatos, y es por ello que la búsqueda de diseños de receptor de alta eficiencia cobra tanta importancia.

Por otra parte, como ya se comentó anteriormente, la radiación incidente sobre el receptor varía tanto longitudinal, como circunferencialmente. Es por ello que los tubos serán divididos en 13 discretizaciones o secciones de la misma longitud.



*Figura 46. Representación de una discretización longitudinal de tubo como las utilizadas en el estudio.*

De esta forma, es posible considerar la variación de radiación tanto longitudinal como circunferencial, ya que cada sección de cada panel lleva asociada una posición única del mapa de radiación.

Esto permite plantear el problema como un conjunto de pequeños tubos de longitud  $L_{\text{discret}} = H/13$  dispuestos en serie, cada uno sometido a un flujo de radiación incidente distinto, con una temperatura de sales a su salida igual a la temperatura de sales a la entrada de su sucesor.

Como se mostrará en apartados posteriores, el hecho de dividir los tubos en pequeñas secciones también permitirá minimizar errores cometidos a la hora de realizar ciertas suposiciones necesarias para la resolución del proceso iterativo.

### 3.2.2 SISTEMA DE RADIACIÓN

Una vez que la potencia térmica reflejada por el campo de heliostatos alcanza las distintas superficies del receptor (refractorio y tubos), éstas absorben una parte de la misma en el espectro visible, lo que hace que aumenten su temperatura.





Tras esto, cada una de las superficies comienza a intercambiar calor con el resto en el espectro infrarrojo. Una parte de ese calor intercambiado se pierde al irradiar calor hacia el cielo, y forma parte de las pérdidas térmicas por radiación del receptor.

Nuestro sistema de superficies para la transferencia de calor por radiación ya se mostró en la *figura 45*. Las distintas superficies que conforman el sistema, intercambian calor entre sí siempre que sean capaces de “verse”, es decir, siempre que puedan irradiar y recibir radiación sin ningún obstáculo que interrumpa el flujo de calor entre las dos superficies. De esta forma, el esquema de flujos de calor quedaría como se muestra en la *Tabla 12*.

Superficies	Superficies de intercambio
As	Ats, Att, Ar
Ats	As, Ats, Att
Att	As, Ats, Att, Atr, Ar
Atr	Att, Atr, Ar
Ar	As, Att, Atr

*Tabla 12. Esquema de intercambio de calor entre las distintas superficies del sistema de radiación.*

Como se puede apreciar, las partes exterior y posterior de los tubos no pueden intercambiar calor entre sí, ya que no existe una línea visual directa que lo permita. Así mismo, el cielo no puede intercambiar calor con la parte posterior de los tubos por el mismo motivo, y debido a la simetría que presenta el sistema, la superficie refractaria tampoco puede intercambiar calor con la parte exterior de los tubos.

También se puede observar, que las particiones de los tubos son capaces de intercambiar calor consigo mismas y con otras particiones de los tubos. Esto se debe a que el sistema elegido incluye dos mitades de tubos enfrentadas, lo que indica que dos tubos contiguos son capaces de intercambiar calor entre sí.

El conjunto de intercambios de energía por radiación del sistema, se ven afectados por los factores de visión o de forma. Estos factores, considerando la disposición geométrica de las superficies del sistema, determinan la fracción de radiación emitida por una superficie que es capaz de alcanzar a cada una de las otras superficies del recinto. El desarrollo de los mismos se muestra en el *Anexo I* debido a lo extenso que puede resultar su cálculo.

Cabe destacar, que los tubos también son capaces de transferir calor por conducción en la dirección longitudinal (perpendicular a la *figura 45*). Pero el calor transferido en esta dirección es muy pequeño en comparación con el transferido en dirección radial y por ello es despreciable.

Una vez explicadas las interacciones entre las distintas superficies del sistema de radiación se procederá a la resolución del mismo.

	Emisividad ( $\varepsilon$ )	Absortividad a la visible ( $\alpha$ )
<b>Tubos</b>	<b>0.87</b>	<b>0.93</b>
<b>Refractario</b>	<b>0.2</b>	<b>0.15</b>
<b>Cielo</b>	<b>0.8392</b>	<b>-</b>

*Tabla 13. Propiedades radiativas de tubos y refractario.*

Las propiedades radiativas de las superficies de tubos y refractario, ya citadas anteriormente, se recogen en la *Tabla 13*. Respecto al cielo, únicamente se muestra su emisividad ya que su absortividad a la visible no resulta de interés para el presente trabajo. Esta emisividad, depende de las condiciones ambientales en el punto de diseño y ha sido determinada a través de la *ecuación 3.7* [51].

$$\varepsilon_s = 0.711 + 0.56 \cdot \left( \frac{T_{bh}}{100} \right) + 0.73 \cdot \left( \frac{T_{bh}}{100} \right)^2 + \Delta\varepsilon_h + \Delta\varepsilon_e \quad (3.7)$$

Dónde  $T_{bh}$  es la temperatura de bulbo húmedo del aire en grados centígrados,  $\Delta\varepsilon_h$  es una corrección debida a la hora solar y  $\Delta\varepsilon_e$  es una corrección debida a la elevación sobre el nivel del mar a través de la presión atmosférica. Las expresiones de ambas correcciones se corresponden con las ecuaciones 3.8 y 3.9.

$$\Delta\varepsilon_h = 0.013 \cdot \cos \left( 2\pi \frac{t[\text{horas}]}{24} \right) \quad (3.8)$$

$$\Delta\varepsilon_e = 0.00012 \cdot (P_{atm}[\text{mbar}] - 1000) \quad (3.9)$$

Todas las superficies del sistema se considerarán superficies grises-difusas, opacas e isothermas a términos de resolución del problema de radiación. Las implicaciones de estas suposiciones y su explicación, son mostradas en el *Anexo II* del presente trabajo.

Una vez que se dispone del sistema de superficies, los factores de visión y las propiedades radiativas, ya es posible elaborar un circuito térmico equivalente que permita determinar los flujos de calor.

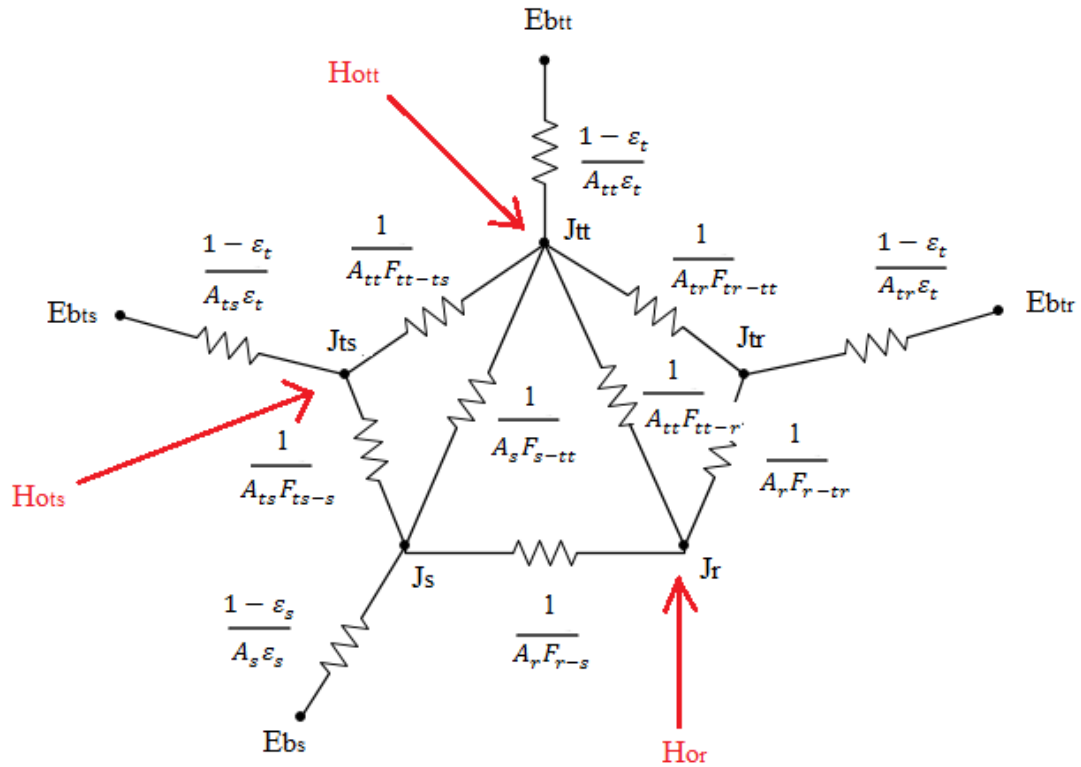


Figura 47. Circuito térmico equivalente de las superficies del receptor.

El circuito térmico equivalente para nuestro sistema de superficies se muestra en la figura 47.  $H_{ott}$ ,  $H_{ots}$  y  $H_{or}$  se corresponden con la potencia absorbida por unidad de superficie, por las superficies indicadas en los diferentes subíndices. Como se puede ver, estos flujos de calor son ajenos al circuito térmico y entran en este a través de los nodos correspondientes a las superficies anteriormente citadas, ya que éstas son las que reciben la radiación reflejada.

Por otra parte,  $E_b$  y  $J$  representan la energía emitida como cuerpo negro y la radiosidad de las distintas superficies respectivamente. Ambos conceptos son explicados en el Anexo II incluido en el presente trabajo.

También se puede observar, que la única superficie que no cuenta con una resistencia de radiación superficial es el refractario. Debido a la consideración de tomarse como una superficie adiabática (aislada térmicamente), su flujo de calor neto será nulo ( $q_r = 0 \text{ W/m}^2$ ), y además su potencia emitida como cuerpo negro será igual a su radiosidad ( $E_{br} = J_r$ ).

Respecto al resto de superficies, podemos plantear un balance de energía en sus distintos nodos y obtener los flujos de calor netos salientes de cada una de ellas (ecuación 3.10).

$$q_i = \frac{Eb_i - J_i}{\frac{1 - \varepsilon_i}{A_i \varepsilon_i}} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{\frac{1}{A_i F_{ij}}} - A_i H_{oi} \quad (3.10)$$

Dónde:

$q_i$ : Flujo de calor neto sobre la superficie  $i$  [ $W/m^2$ ]

$F_{ij}$ : Factor de visión desde la superficie  $i$  a la superficie  $j$  [-].

$Eb_i$ : Energía emitida como cuerpo negro por la superficie  $i$  [ $W/m^2$ ].

$N$ : Número de superficies del sistema [-].

$J_i$ : Radiosidad de la superficie  $i$  [ $W/m^2$ ].

$J_j$ : Radiosidad de la superficie  $j$  del sistema [ $W/m^2$ ].

$H_{oi}$ : Radiación incidente sobre la superficie  $i$  proveniente de los heliostatos [ $W/m^2$ ].

Un resultado de flujo neto positivo en el balance planteado implica pérdidas en la superficie, mientras que un resultado positivo se traduce en calor neto ganado por la superficie. Es debido a esto que la contribución de la radiación externa al sistema ( $H_{oi}$ ) aparezca con signo negativo.

Este balance puede ser planteado para cada uno de los nodos del circuito térmico, lo que daría lugar a un sistema de ecuaciones para resolver que permitirían determinar el flujo de calor neto en cada superficie.

El problema, es que no se disponen de las radiosidades de cada una de las superficies, y por tanto es necesario encontrar una forma de reescribir el balance de energía en términos de parámetros conocidos. La expresión buscada se corresponde con la *ecuación 3.11*, cuyo desarrollo se muestra en el *Anexo II* incluido en el presente trabajo [52]. Como se puede apreciar, la nueva expresión del balance depende de potencias térmicas ganadas o perdidas, pero no de radiosidades.

$$\frac{q_i}{\varepsilon_i} - \sum_{j=1}^N \left( \frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right) \cdot F_{i-j} \cdot q_j + H_{oi} = Eb_i - \sum_{j=1}^N F_{i-j} Eb_j \quad (3.11)$$

Escribiendo la *ecuación 3.11* para cada una de las superficies se consigue un sistema de 5 ecuaciones con 5 incógnitas que son:  $q_s$ ,  $q_{ts}$ ,  $q_{tt}$ ,  $q_{tr}$  y  $Eb_r$ . Dónde  $q_r$  no se incluye al

tener valor conocido igual a cero. Al resolver el citado sistema de ecuaciones, se obtendrían las pérdidas por radiación del receptor, así como la energía ganada por los tubos.

### 3.2.3 PÉRDIDAS CONVECTIVAS

Una vez determinada la potencia térmica transmitida por radiación a los tubos, el siguiente paso sería determinar las pérdidas de éstos por convección con el ambiente.

En el caso del receptor, al absorber la energía reflejada por el campo de heliostatos la temperatura superficial de tubos y refractario aumenta, lo que da lugar a un gradiente de temperaturas con la temperatura ambiente. Cada una de las secciones de tubo de estudio consideradas transfiere calor con el ambiente a través del mecanismo de convección. Esta energía transferida constituye las pérdidas por convección, ya que es energía que no llega a ser absorbida por las sales.

Pero esta energía, no se transfiere por igual en toda la superficie de los tubos. La parte exterior de los tubos (partición superficial  $A_{ts}$ ) se encuentra más expuesta a los flujos de aire sobre el receptor que el resto, y por ello registra mayores pérdidas. De hecho, el resto de superficie de los tubos (particiones  $A_{tt}$  y  $A_{tr}$ ) apenas se ven afectadas por el efecto del viento, y sus pérdidas por convección pueden ser despreciadas en primera aproximación.

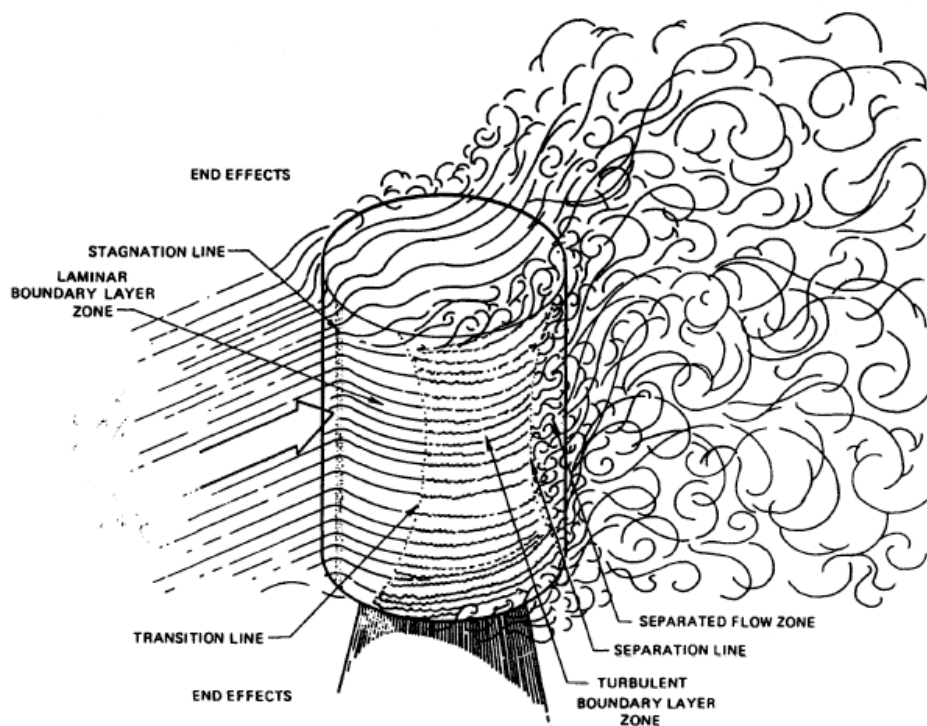


Figura 48. Esquema del flujo de aire incidente sobre un receptor cilíndrico externo [53].



Lo más importante a la hora de hallar la potencia térmica transferida, es determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h$  [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]). El problema es que su cálculo resulta muy complejo y por ello hasta el momento no se dispone de ningún modelo que permita determinar coeficientes convectivos locales para cada una de las distintas secciones de los tubos del receptor.

En este caso se utilizará el modelo propuesto por *D.L Siebels* y *J.S Kraabel* para el cálculo de pérdidas convectivas en receptores centrales solares del tipo externo cilíndrico [53].

Dicho modelo propone tomar el receptor como un cilindro de grandes dimensiones y superficie rugosa, sometido a un flujo cruzado. Permite obtener un valor para el coeficiente medio de transferencia de calor en toda la superficie del receptor, asumiendo toda ella a una temperatura uniforme. Este supuesto, como ya se sabe, no es correcto ya que las variaciones de temperatura en la superficie de los tubos son claramente apreciables, pero es necesario realizar esta suposición para el cálculo. Además, el modelo recomienda que el valor de temperatura utilizado sea el de la temperatura media de toda la superficie exterior, ya que otra elección puede traducirse en errores considerables en el valor del coeficiente medio de transferencia de calor.

La complejidad del problema hace que el modelo cuente con ciertas limitaciones. Un ejemplo de ello, es que no considera algunos efectos que pueden tener repercusión en el valor del coeficiente global. Algunos de estos efectos son los causados por los bordes de los paneles, que alejan la geometría del receptor de la de un cilindro perfecto, o la influencia de las partes superior e inferior del receptor, donde el comportamiento del flujo incidente cambia.

A pesar de ello, el modelo de *D.L Siebels* y *J.S Kraabel* es posiblemente el más completo para el cálculo de pérdidas convectivas en lo que a receptores centrales exteriores se refiere, y por ello será utilizado en este estudio.

Una vez explicadas las consideraciones y limitaciones que presenta el modelo empleado, se puede proceder al cálculo de las pérdidas convectivas.

Para comenzar, el coeficiente medio de transferencia de calor puede ser calculado de acuerdo a la ecuación 3.12. Esta ecuación recoge los efectos de convección forzada y natural, en un único coeficiente denominado coeficiente de convección mixta. En el modelo de *D.L Siebels* y *J.S Kraabel* se propone un valor del factor  $a$  para receptores externos de  $a = 3.2$ .

$$\bar{h} = (\bar{h}_{fc}^a + \bar{h}_{nc}^a)^{\frac{1}{a}} \quad (3.12)$$

Dónde:

$\bar{h}$  : Coeficiente convectivo de convección mixta [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ].





$\bar{h}_{fc}^a$  : Coeficiente de transferencia de calor si únicamente se diese convección forzada [W/m<sup>2</sup>K].

$\bar{h}_{nc}^a$  : Coeficiente de transferencia de calor su únicamente se diese convección natural [W/m<sup>2</sup>K].

Para determinar entonces el coeficiente medio de convección mixta, será necesario haber determinado antes los coeficientes medios de convección natural y forzada.

### Convección forzada:

El cálculo del coeficiente medio de convección forzada es necesario primero determinar el valor del número de Nusselt. Para ello, se dispone de distintas correlaciones en función de la rugosidad de la superficie del receptor y de los distintos valores del número de Reynolds del flujo de aire.

Para el caso de cilindros lisos, los autores proponen utilizar la correlación de *Churchill and Bernstein* (ecuación 3.13). Para el resto de casos e intervalos del número de Reynolds las correlaciones son las mostradas a continuación:

- $K_s/D = 0$  (cilindro liso):

$$(Cualquier Re_D) \quad Nu_D = 0.3 + 0.48 \cdot Re_D^{0.5} \cdot \left( 1.0 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{0.625} \right)^{0.8} \quad (3.13)$$

- $K_s/D = 75 \cdot 10^{-5}$  :

$$(Re_D \leq 7.0 \cdot 10^5) \quad \text{correlación de cilindro liso}$$

$$(7.0 \cdot 10^5 < Re_D < 2.2 \cdot 10^7) \quad Nu_D = 2.57 \cdot 10^{-3} \cdot Re_D^{0.98} \quad (3.14)$$

$$(Re_D \geq 2.2 \cdot 10^7) \quad Nu_D = 0.0455 \cdot Re_D^{0.81} \quad (3.15)$$

- $K_s/D = 300 \cdot 10^{-5}$  :

$$(Re_D \leq 1.8 \cdot 10^5) \quad \text{correlación de cilindro liso}$$

$$(1.8 \cdot 10^5 < Re_D < 4.0 \cdot 10^6) \quad Nu_D = 0.0135 \cdot Re_D^{0.89} \quad (3.16)$$

$$(Re_D \geq 4.0 \cdot 10^6) \quad Nu_D = 0.0455 \cdot Re_D^{0.81} \quad (3.17)$$

- $K_s/D = 900 \cdot 10^{-5}$  :



$$\begin{aligned}
 (Re_D \leq 1.0 \cdot 10^5) & \quad \text{correlación de cilindro liso} \\
 (Re_D > 1.0 \cdot 10^5) & \quad Nu_D = 0.0455 \cdot Re_D^{0.81} \quad (3.18)
 \end{aligned}$$

Dónde:

$D$  : Diámetro del receptor [m].

$Nu_D$  : Número de Nusselt referido al diámetro del receptor [-].

$Re_D$  : Número de Reynolds referido al diámetro del receptor ( $Re_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$ ) [-].

La rugosidad de la superficie es medida a través de la relación  $K_s/D$ , dónde  $K_s$  sería el espesor de los posibles granos de arena que aportan rugosidad a la superficie. El problema es que este valor no puede ser determinado y por ello se toma como mejor aproximación el valor del diámetro de uno de los tubos del receptor.

En el caso de nuestros receptores el valor del ratio de rugosidad es de  $K_s/D = 216 \cdot 10^{-5}$ . Este valor no se corresponde con ninguno de los rangos mostrados en las correlaciones del número de Nusselt, y para estos casos se recomienda interpolar entre las correlaciones de extremas del intervalo de rugosidad. Tras interpolar, las correlaciones obtenidas, junto con sus rangos del número de Reynolds, han sido las siguientes:

$$\begin{aligned}
 (Re_D \leq 2.99 \cdot 10^5) & \quad \text{correlación de cilindro liso} \\
 & \quad (7.0 \cdot 10^5 < Re_D < 2.2 \cdot 10^7) \quad Nu_D \\
 & \quad = 37.3 \cdot (2.57 \cdot 10^{-3} \cdot Re_D^{0.98}) + 62.7 \cdot (0.0135 \cdot Re_D^{0.89}) \quad (3.19)
 \end{aligned}$$

$$(Re_D \geq 2.2 \cdot 10^7) \quad Nu_D = 0.0455 \cdot Re_D^{0.81} \quad (3.20)$$

Dónde los rangos de Reynolds se han obtenido a través de interpolaciones lineales, y los coeficientes 37.3 y 62.7 representan la ponderación de cada una de las correlaciones de los extremos.

Las propiedades utilizadas para el cálculo de las correlaciones deben encontrarse evaluadas a la temperatura media entre la temperatura media de la pared y el ambiente ( $T_f = \frac{\bar{T}_w + T_\infty}{2}$ ).

Una vez obtenido el valor del número de Nusselt, se puede determinar el coeficiente medio de convección forzada:

$$\bar{h}_{fc} = \frac{k_{air} \cdot Nu_D}{D} \quad (3.21)$$



Dónde nuevamente, las propiedades del aire, en este caso solo la conductividad térmica ( $k_{air}$ ), se encuentran evaluadas a la temperatura media entre la superficie y el ambiente.

### **Convección natural:**

El proceso de cálculo del coeficiente de convección natural es muy similar al utilizado para la convección forzada.

A términos de convección natural, el receptor puede ser tomado como una gran superficie plana vertical. Para este caso, el modelo propone determinar el número de Nusselt referido a la altura del receptor a través de la *ecuación 3.22*.

$$Nu_H = 0.098 \cdot Gr_H^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\bar{T}_w}{T_\infty} \right)^{-0.14} \quad (3.22)$$

Dónde:

$Gr_H$  : Número de Grashof referido a la altura del receptor  $\left( Gr_H = \frac{g \cdot \beta \cdot (\bar{T}_w - T_\infty) \cdot H^3}{\nu^3} \right) [-]$ .

$\beta$  : Coeficiente de expansión térmica  $\left( \beta = \frac{1}{T_f} \right) [K^{-1}]$ .

$\nu$  : Viscosidad cinemática del aire  $[m^2/s]$ .

En esta ocasión, se recomienda que para todos los cálculos necesarios para determinar el coeficiente de convección natural se utilicen propiedades evaluadas a la temperatura ambiental ( $T_\infty$ ).

De esta forma, ya es posible determinar el coeficiente de convección natural a través del número de Nusselt referido a la altura del receptor ( $Nu_H$ ). Si además se quieren tener en cuenta los efectos de la rugosidad provocada por los tubos, se debe añadir a la expresión del coeficiente convectivo un factor  $\pi/2$  multiplicando. Con esto la expresión final se correspondería con la *ecuación 3.23*.

$$\bar{h}_{nc} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{k_{air} \cdot Nu_H}{H} \quad (3.23)$$

### **Cálculo de pérdidas:**

Una vez calculado el coeficiente de convección mixta a través de la *ecuación 3.12*, es posible determinar las pérdidas por convección. Para ello, no hay más que hacer uso de la Ley de enfriamiento de Newton (*ecuación 3.24*), que permite determinar la potencia transferida entre la superficie exterior de los tubos y el ambiente.

$$Q_{conv} = \bar{h} \cdot A \cdot (T_{ts} - T_\infty) \quad (3.24)$$

Dónde:

$Q_{conv}$  : Potencia transferida por convección [W].

$\bar{h}$  : Coeficiente medio de convección mixta [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$A$  : Superficie exterior de los tubos de cada sección longitudinal de los tubos [ $m^2$ ].

$T_{ts}$  : Temperatura de la superficie exterior de los tubos [K].

$T_{\infty}$  : Temperatura ambiente [K].

### 3.2.4 TEMPERATURA DE LAS SALES FUNDIDAS

Una vez calculados tanto el flujo de calor neto recibido por los tubos, como las pérdidas por convección de los mismos, es posible determinar que potencia realmente es absorbida por las sales.

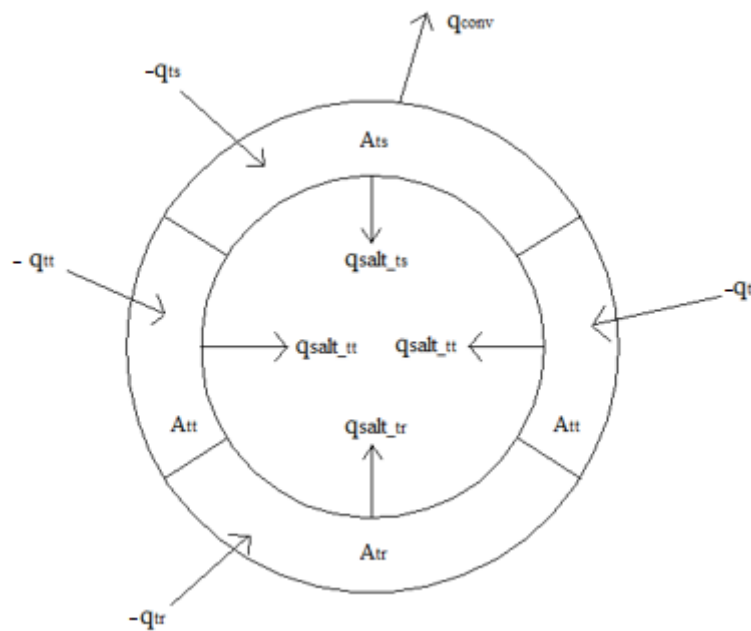


Figura 49. Esquema de flujos de calor en los tubos del receptor, expresados en  $W/m^2$ . Los flujos de radiación aparecen con un signo menos debido al criterio elegido.

Sobre cada una de las particiones de la superficie del tubo incide un flujo de radiación neto diferente, lo que da lugar a distintas temperaturas superficiales. Esto, añadido al hecho de que las pérdidas por convección no se dan por igual en toda la superficie exterior hace que el calor aportado a las sales por cada una de las superficies no sea el mismo.

Para determinar el calor transmitido a las sales no tenemos nada más que plantear un sencillo balance de energía en los tubos, que daría como resultado la ecuación 3.25.



$$Q_{salt} = \sum -q_i \cdot A_i - q_{conv} \cdot A_{ts} \quad (3.25)$$

Dónde:

$Q_{salt}$  : Calor total transmitido a las sales [W].

$q_i$  : Flujo de calor neto de radiación en la partición  $i$  [W/m<sup>2</sup>].

$A_i$  : Área de la partición de tubo  $i$  de una sección longitudinal de tubo [m<sup>2</sup>].

$q_{conv}$  : Pérdidas por convección por unidad de área [W/m<sup>2</sup>].

Como se puede apreciar, los flujos de radiación van acompañados de un signo menos. Este signo se debe al criterio elegido a la hora de resolver el sistema de radiación, ya que se tomaron como positivas aquellas potencias salientes de las superficies.

Una vez calculada la potencia térmica absorbida por las sales es posible determinar la temperatura de las mismas a la salida de cada sección longitudinal de tubo, conociendo su temperatura a la entrada, el gasto másico de sales por tubo y las propiedades evaluadas en la sección considerada.

$$T_{salt} = \frac{Q_{salt}}{\dot{m}_s \cdot Cp} + T_{in} \quad (3.26)$$

Dónde:

$T_{salt}$ : Temperatura de las sales a la salida de la sección de tubo considerada [K].

$Q_{salt}$  : Potencia térmica absorbida por las sales en la sección de tubo considerada [W].

$\dot{m}_s$ : Gasto másico de sales de un único tubo [kg/s].

$Cp$  : Calor específico evaluado en la sección de tubo considerada [J/kg·K].

$T_{in}$  : Temperatura de las sales a la entrada de la sección de tubo considerada [K].

Hay que destacar, que la *ecuación 3.26* permite calcular la temperatura media de las sales a la salida de una determinada sección longitudinal. Sin embargo, para cada sección transversal de tubo podemos encontrar un gradiente de temperaturas positivo en las sales desde su centro, hasta la superficie interior del tubo. Esto quiere decir que la máxima temperatura de las sales en cada sección se dará en una fina capa en contacto con la superficie de los tubos. La temperatura de esta ésta se denomina temperatura de película ( $T_{film}$ ) y su monitorización resulta esencial, ya que es en esta fina película de sales donde se inicia la descomposición de las mismas.

Para determinar la temperatura de película, primero es necesario determinar el número de Nusselt del flujo interno de sales que circula por los tubos. Para ello utilizaremos la correlación de Petukhov (*ecuación 3.27*), que permite determinar el número de Nusselt

para flujos internos bajo régimen turbulento, condición que siempre se cumplirá en los distintos receptores de estudio.

$$Nu_{di} = \frac{\frac{f}{2} \cdot Re_{di} \cdot Pr}{K_1 + K_2 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.27)$$

Dónde:

$$f = \frac{1}{4 \cdot (1.82 \cdot \log(Re_{di}) - 1.64)^2} \quad (3.28)$$

$$K_1 = 1 + 13.6 \cdot f \quad (3.29)$$

$$K_2 = 11.7 + 1.8 \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (3.30)$$

$Nu_{di}$  : Número de Nusselt referido al diámetro interior de los tubos [-].

$Re_{di}$  : Número de Reynolds referido al diámetro interno de los tubos  $\left(Re_{di} = \frac{\rho_{salt} \cdot v_{salt} \cdot d_i}{\mu_{salt}}\right)$  [-].

Pr: Número de Prandtl  $\left(Pr = \frac{\mu_{salt} \cdot Cp_{salt}}{k_{salt}}\right)$  [-].

Tras calcular el número de Nusselt, el coeficiente convectivo para flujo interno puede calcularse a través de la *ecuación 3.31*.

$$h_{int} = \frac{k_{salt} \cdot Nu_{di}}{d_i} \quad (3.31)$$

Una vez calculado el coeficiente de flujo interno, ya es posible determinar la temperatura de película despejando de la Ley de enfriamiento de Newton planteada entre dicha película de sales y la parte central del conducto:

$$T_{film\_i} = \frac{q_{salt\_i}}{h_{int}} + T_{salt} \quad (3.32)$$

Dónde:

$q_{salt\_i}$  : Potencia absorbida por las sales por unidad de área en la sección considerada por la partición  $i$  [W/m<sup>2</sup>].

$h_{int}$  : Coeficiente de flujo interno en la sección considerada [W/m<sup>2</sup>·K].

$T_{salt}$ : Temperatura media de las sales a la salida de la sección considerada [K].

Otro de los parámetros de interés para la resolución del modelo térmico, es el coeficiente global de transferencia de calor en los tubos. Éste, recoge tanto los efectos de transferencia de calor por conducción en el espesor de los tubos, como los de

convección interna en las sales, en un único coeficiente. Permite relacionar la temperatura media de las sales, con las distintas temperaturas de las particiones de los tubos, a través de la Ley de enfriamiento de Newton, y puede ser determinado a partir de la *ecuación 3.33*.

$$U_0 = \left( \frac{1}{h_{int}} \cdot \frac{d_o}{d_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \cdot d_o}{2 \cdot k_t} + R_{foul} \cdot \frac{d_o}{d_i} \right)^{-1} \quad (3.33)$$

Dónde:

$U_0$  : Coeficiente global de transferencia de calor [W/m<sup>2</sup>·K].

$h_{int}$  : Coeficiente convectivo de flujo interno [W/m<sup>2</sup>·K].

$d_o$  : Diámetro exterior de los tubos [m].

$d_i$  : Diámetro interior de los tubos [m].

$k_t$  : Conductividad térmica de los tubos [W/m·K].

$R_{foul}$  : Resistencia de ensuciamiento [K·m<sup>2</sup>/W].

En el caso de la resistencia de ensuciamiento, su valor puede ser supuesto cero, ya que las sales que circulan por el receptor son almacenadas por la noche, dejando así los tubos del receptor vacíos. Esto hace que la pequeña costra que se pudiera formar en la superficie interior de los tubos en contacto con las sales, apenas llegue a darse. Aun así, en este caso se tomarán valores similares a los presentes en intercambiadores tubo-carcasa [62] para considerar su efecto.

### 3.2.5 MÉTODO ITERATIVO

La simulación del comportamiento de los receptores de estudio, se lleva a cabo a través de la resolución del problema térmico planteado para los distintos modos de operación de los mismos: funcionamiento subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico.

Dicho problema no puede resolverse de forma analítica, y por ello es necesario hacer uso de un proceso iterativo partiendo de una serie de valores iniciales. Una vez alcanzada la convergencia, el proceso permitirá obtener resultados de interés para evaluar el funcionamiento de los receptores, como la evolución de temperaturas, pérdidas térmicas, potencia útil, eficiencia, etc.

Cabe decir, que el proceso iterativo utilizado es el mismo para los tres modos de operación del receptor, y para las distintas geometrías de los receptores. La única





diferencia entre los distintos casos de estudio son las condiciones de operación, según el modo de funcionamiento del receptor, los parámetros geométricos de cada sección de estudio y el número total de las mismas. Es por ello que los pasos a seguir son los mismos para los distintos casos de estudio, y se exponen a continuación:

- **Paso 1:** Partir de la adaptación del mapa de radiación correspondiente al número de paneles del receptor seleccionado para su simulación, y aplicar un factor regulador con un valor inicial  $\eta_0$ . Dicho factor permite variar el mapa de radiación con el objetivo de regular las temperaturas en el receptor. Además, los distintos valores que toma  $\eta_0$  pueden interpretarse como diferentes configuraciones, y dimensiones, del campo de heliostatos, que dan lugar a mapas de radiación diferentes.
- **Paso 2:** Suponer un valor inicial para la temperatura media de la superficie del receptor ( $T_w$ ). Esto permite obtener un valor inicial del coeficiente medio de transferencia de calor en el exterior, para poder determinar más tarde las pérdidas convectivas de acuerdo a lo expuesto en el apartado 3.2.3.
- **Paso 3:** Suponer valores iniciales para las temperaturas de las distintas particiones superficiales de los tubos:  $T_{ts0}$ ,  $T_{tt0}$  y  $T_{tr0}$ .
- **Paso 4:** Resolver el sistema de ecuaciones de radiación planteado en el apartado 3.2.2, y obtener los valores de:  $E_{br}$ ,  $q_{ts}$ ,  $q_{tt}$ ,  $q_{tr}$  y  $q_s$ .
- **Paso 5:** A partir del coeficiente convectivo calculado en el **paso 2**, determinar las pérdidas convectivas ( $q_{conv}$ ). Tras esto, haciendo uso del balance de energía planteado en el apartado 3.2.4, calcular la potencia térmica absorbida por las sales ( $Q_{salt}$ ).
- **Paso 6:** Obtener la temperatura de las sales a la salida ( $T_{salt}$ ) haciendo uso de la ecuación 3.26.
- **Paso 7 [47]:** Determinar las nuevas temperaturas de las particiones superficiales de los tubos. Para ello haciendo uso del coeficiente global de transferencia de calor en los tubos ( $U_o$ ) y la Ley de enfriamiento de Newton, se relacionan la temperatura media de las sales y la temperatura de las distintas particiones de tubo.

$$T_{ti}(z) = T_{salt}(z) + \frac{q_{salt,i}}{U_o} \quad (3.34)$$

Dónde:

$T_{ti}(z)$  : Temperatura de la partición  $i$  de los tubos en la longitud  $z$  de la sección [K].

$T_{salt}(z)$  : Temperatura media de las sales en la longitud  $z$  de la sección [K].

$U_o$  : Coeficiente global de transferencia de calor [ $W/m^2 \cdot K$ ].

$q_{salt,i}$  : Flujo de calor absorbido por las sales procedente de la partición superficial  $i$  [ $W/m^2$ ].

Como se puede apreciar, la *ecuación 3.34* contempla variaciones longitudinales de la temperatura en la superficie de los tubos de cada sección, y mantiene constante el flujo de calor. Esto choca con las hipótesis tomadas hasta el momento para el modelo térmico, ya que dichas superficies se habían considerado en todo momento superficies isotermas.

Para poder emplear este método de obtención de las nuevas temperaturas de los tubos minimizando el error cometido, se aproximará la temperatura de las superficies a la temperatura en la longitud media de la sección. Al trabajar con secciones de tubo de poca longitud las variaciones de temperatura no son tan pronunciadas como a lo largo de un panel, y por tanto aproximar la temperatura de su superficie a la existente en su punto medio nos permite obtener resultados de validez sin incurrir en grandes errores. De hecho, cuánto mayor sea el número de discretizaciones o secciones longitudinales consideradas, menor será la longitud de las mismas y por tanto menor será el error cometido.

Primero será necesario conocer la temperatura de las sales en la mitad de la longitud de la sección considerada. Ésta puede ser calculada considerando el calor absorbido por las sales hasta dicho punto medio:

$$T_{salt}\left(\frac{L_{discret}}{2}\right) = T_{in} + \frac{L_{discret}}{2 \cdot \dot{m}_{salt} \cdot C_{p_{salt}}} \cdot \sum q_{salt,i} \cdot p_i \quad (3.35)$$

Dónde  $p_i$  se trata del perímetro de tubo correspondiente a la partición  $i$  de tubo [m].

Se puede apreciar que la *ecuación 3.35* es exactamente igual que la *ecuación 3.26*, pero evaluada para un punto intermedio de la sección en lugar de para la sección completa.

Finalmente, conocida la temperatura de las sales en el punto medio solo tenemos que evaluar la *ecuación 3.34* para dicha longitud, y las tres particiones de tubo, y así se obtienen las nuevas temperaturas para su comparación.

$$T_{t,i} \left( \frac{L_{discret}}{2} \right) = T_{salt} \left( \frac{L_{discret}}{2} \right) + \frac{q_{salt,i}}{U_o} \quad (3.36)$$

- **Paso 8:** Comparar las nuevas temperaturas para las superficies del tubo con las supuestas inicialmente. Para ello, se calculan los errores relativos cometidos en las 3 temperaturas, y se comparan con las tolerancias seleccionadas para la convergencia:

$$\left| \frac{T_{ts} - T_{ts,old}}{T_{ts,old}} \right| \leq Tolerancia T_{ts} \quad (3.37)$$

$$\left| \frac{T_{tt} - T_{tt,old}}{T_{tt,old}} \right| \leq Tolerancia T_{tt} \quad (3.38)$$

$$\left| \frac{T_{tr} - T_{tr,old}}{T_{tr,old}} \right| \leq Tolerancia T_{tr} \quad (3.39)$$

Si los errores relativos obtenidos son superiores a sus respectivas tolerancias, entonces las 3 temperaturas calculadas se toman como nuevas temperaturas iniciales y se repite el sistema de radiación hasta obtener valores inferiores a las tolerancias fijadas (**paso 3 – paso 8**).

En caso contrario, querrá decir que la convergencia del sistema de radiación ha sido alcanzada y se continúa con el proceso.

- **Paso 9:** Una vez obtenidas las temperaturas de las superficies de una sección de tubo se toma la temperatura de las sales a la salida de la misma como la temperatura de entrada de la nueva sección, y se repite el proceso iterativo mostrado para el sistema de radiación (**paso 3 – paso 8**). Este paso se realizará para cada sección longitudinal hasta alcanzar el número máximo de las mismas de uno solo de los caminos de flujo, y considerando que únicamente se toma un tubo de cada panel debido a que el comportamiento del resto es exactamente el mismo.
- **Paso 10:** Calcular la temperatura media exterior de los tubos y comparar su valor con el supuesto inicialmente a través de su error relativo.



$$\left| \frac{T_w - T_{w,old}}{T_{w,old}} \right| \leq Tolerancia T_w \quad (3.40)$$

En caso de que el error sea superior a la tolerancia de convergencia fijada, se recalcula el coeficiente de transferencia de calor exterior del receptor para la nueva temperatura media, y se vuelve a resolver el sistema de radiación para cada una de las secciones estudiadas (**paso 3 – paso 10**).

En caso contrario, querrá decir que la convergencia de la temperatura media exterior del receptor ha sido alcanzada y se continúa con el proceso.

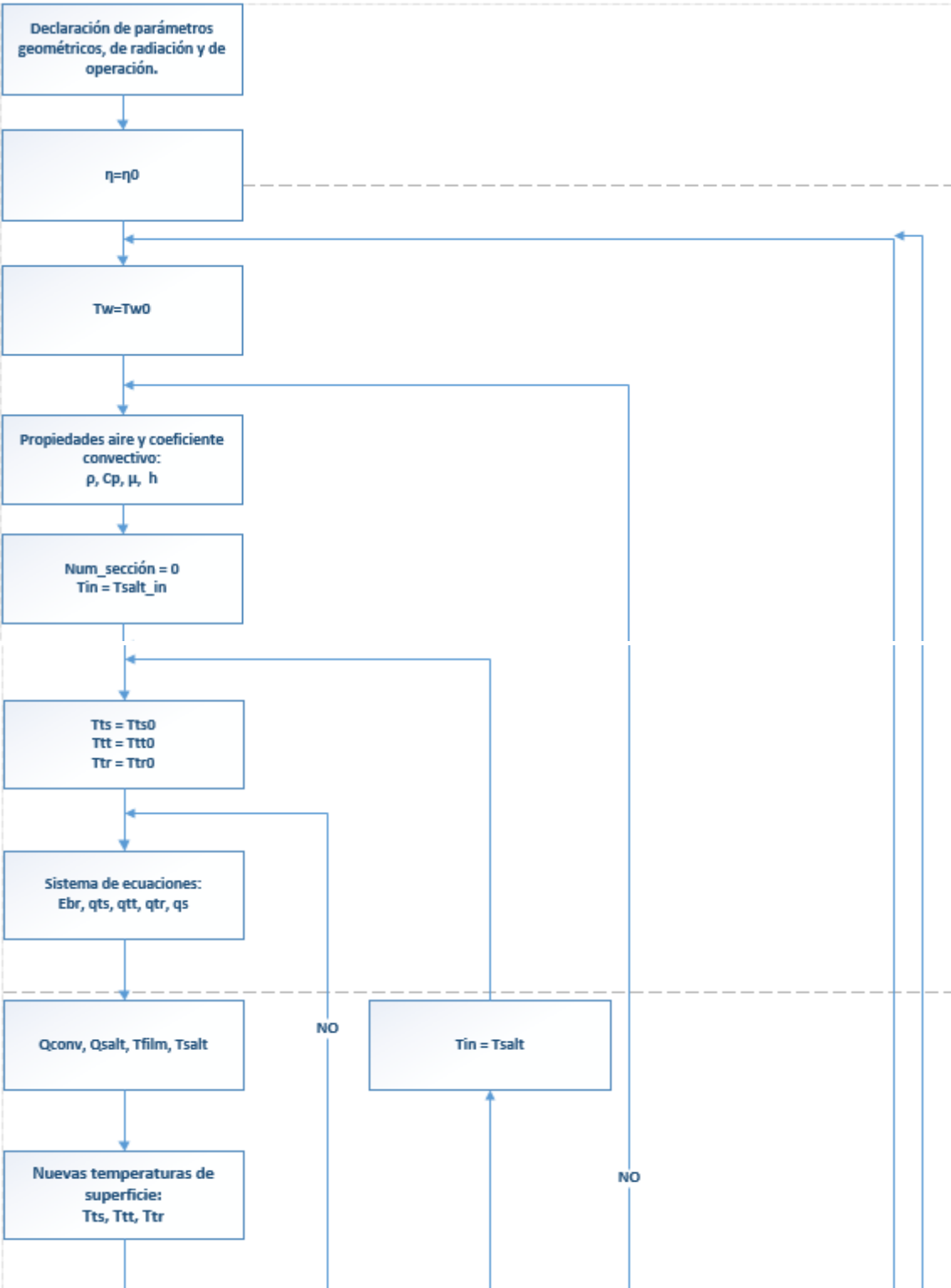
- **Paso 11:** Por último, se compara la temperatura de las sales a la salida del receptor con la temperatura de operación según el modo de funcionamiento estudiado (565 °C, 600 °C Y 650 °C).

$$\left| \frac{T_{salt,out} - T_{operación}}{T_{operación}} \right| \leq Tolerancia T_{salt} \quad (3.41)$$

Si el error relativo es mayor que la tolerancia fijada, entonces se modifica el valor inicial del factor  $\eta_o$  del mapa de radiación y se repite de nuevo todo el proceso (**paso 2 – paso 11**).

En caso contrario, la convergencia de los distintos niveles de iteración ha sido alcanzada y finaliza el proceso iterativo.

Para ilustrar el proceso, se ha realizado un diagrama de flujo simplificado dónde se muestra de forma simplificada esquematizada el proceso seguido:



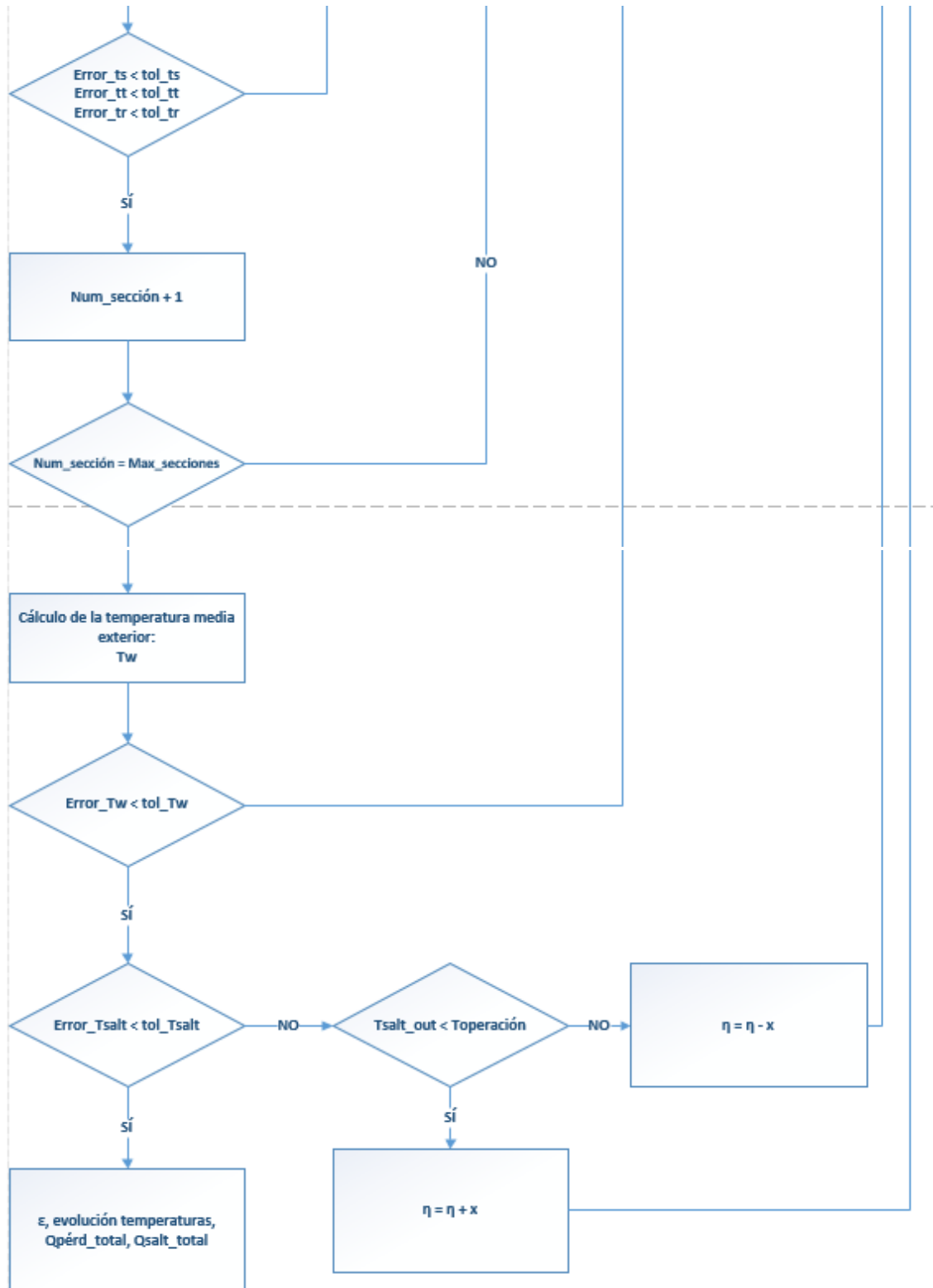


Figura 50. Diagrama de flujo del proceso iterativo utilizado en el modelo térmico del receptor. Dónde el parámetro  $x$ , presenta un valor variable para regular la convergencia del proceso iterativo.

### 3.3 MODELO HIDRODINÁMICO

Un aspecto importante en el proceso de diseño de instalaciones con sistema de sales fundidas es el estudio de pérdidas de carga. Éste análisis es necesario ya que no solo es importante asegurar que se cumplan las restricciones térmicas bajo condiciones de operación en nuestros tres casos de estudio (funcionamiento subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico), sino que ha de hacerse sin incurrir en pérdidas de carga que puedan poner en peligro el correcto funcionamiento del receptor y, por consiguiente, de la planta entera.

El flujo de sales circula por el receptor central a través de un sistema de tubos interconectados que une ambos tanques de almacenamiento de sales con el receptor. Las sales presentes en el tanque de almacenamiento de sales frías (290°C) son bombeadas hasta la parte superior de la torre donde se encuentra el receptor central. Una vez en el receptor, fluyen por dos caminos distintos desde la cara norte del receptor hasta la cara sur del mismo recorriendo los distintos paneles en sentidos alternos.

Cada uno de estos paneles contiene un número variable de tubos en función del diseño de receptor elegido, por los cuales circulan las sales en paralelo. Para intentar distribuir el gasto másico de cada camino de flujo equitativamente entre los distintos tubos, los paneles disponen de un cabezal distribuidor a su entrada y otro a su salida. Éstos, conectan los tubos dispuestos en paralelo distribuyendo las sales en el cabezal de entrada y concentrándolas de nuevo en el de salida para unir con el siguiente panel, alternando su posición superior o inferior según el mismo.

Una vez que las sales han absorbido la energía solar necesaria a través de su recorrido, salen por la cara sur desde donde fluyen hasta el tanque de almacenamiento de sales calientes (temperatura variable según el caso 565°C, 600°C o 650°C). Un ejemplo del esquema de este sistema puede observarse en la *figura 51*.



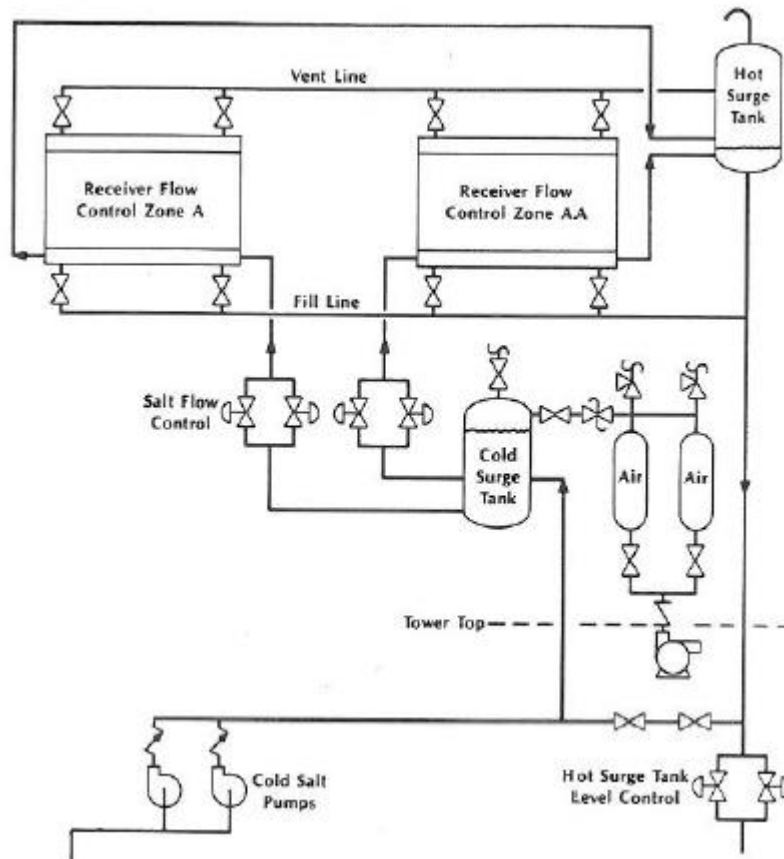


Figura 51. Esquema representativo del sistema utilizado en el receptor central del proyecto "Solar Two" [43].

Realizar un estudio de pérdida de carga del sistema mostrado en la figura 51 puede resultar bastante complicado, y dado que este estudio se limita al diseño del propio receptor central, nos centraremos en el análisis del recorrido de las sales a través de los paneles del receptor. Para llevar a cabo dicho estudio se realizarán las siguientes consideraciones:

- Estudio aislado de cada panel del receptor. Debido a que tanto las propiedades de las sales como la velocidad de las mismas sufren variaciones apreciables a lo largo de su recorrido, se tomarán los tubos de cada panel como conductos aislados donde las variaciones de propiedades y velocidad no son tan pronunciadas.
- Se tomarán valores promedio para las propiedades de las sales en los tubos de cada panel.
- Se tomará como valor de la velocidad en los tubos de cada panel el promedio de las velocidades de las distintas secciones longitudinales. Para ello, la velocidad en cada sección longitudinal puede ser calculada conociendo el gasto másico de sales en cada tubo, y las propiedades de las mismas evaluadas en dicha sección:

$$v_{salt} = \frac{\dot{m}_{tubo}}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2} \quad (3.42)$$

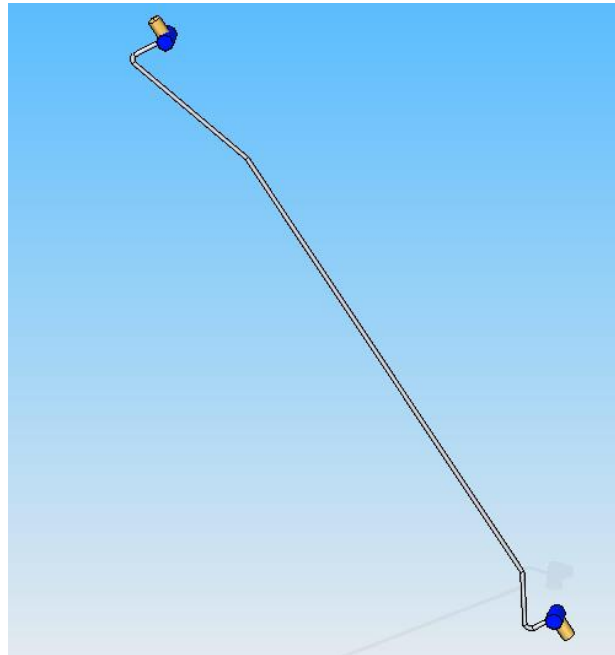
Dónde:

$v_{salt}$ : Velocidad de las sales en la sección longitudinal de tubo considerada [m/s].

$\dot{m}_{tubo}$ : Gasto másico de sales en un tubo del receptor [kg/s].

$d_i$ : Diámetro interior del tubo [m].

- Se supondrá que la distribución del gasto másico de sales en el cabezal de entrada de cada panel es perfecta y que por tanto por todos los tubos circula el mismo gasto másico.
- Se supondrá que cada conducto de estudio está formado por el tubo de longitud la altura del receptor y dos acoples de conexión a los cabezales del panel como se muestra en la *figura 52*.



*Figura 52. Construcción en 3D de la geometría de un tubo del receptor con sus acoples a los cabezales superior e inferior del panel realizada con el software comercial "Solid edge".*

A partir de estas hipótesis de partida es posible determinar la pérdida de carga existente en cada panel haciendo uso de la ecuación de Darcy (*ecuación 3.43*).

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \rho v^2 \left( \lambda \frac{L}{D} + \sum K_i \right) \quad (3.43)$$



Dónde:

$\Delta P_t$ : Pérdida total de carga en el conducto [Pa].

$\rho$ : Densidad media del fluido en el conducto [ $\text{kg/m}^3$ ].

$v$ : Velocidad media del fluido en el conducto [m/s].

$\lambda$ : Factor de fricción de Darcy [-].

$L$ : Longitud del conducto [m].

$D$ : Diámetro interior del conducto [m].

$K$ : Coeficiente de pérdidas secundarias [-].

La ecuación de Darcy permite determinar las pérdidas de carga producidas en nuestro conducto, las cuales pueden diferenciarse en dos tipos atendiendo a su naturaleza: pérdidas primarias y pérdidas secundarias.

- Las **pérdidas primarias**, se producen por la acción de los esfuerzos viscosos que actúan a lo largo del recorrido del flujo por el conducto, y su contribución en la ecuación de Darcy queda reflejada por el término  $\frac{1}{2}\rho v^2 \lambda \frac{L}{D}$ . Más concretamente la acción de estos esfuerzos viscosos queda recogida por el factor de fricción  $\lambda$  cuyo proceso de cálculo mostraremos más adelante.
- Las **pérdidas secundarias**, son aquellas debidas al paso del flujo a través de diversos elementos de la instalación singulares como pueden ser codos, válvulas u otros accesorios. En este caso los tubos del receptor presentan pérdidas secundarias asociadas a los acoples con los cabezales superior e inferior de los paneles. En la ecuación de Darcy, los efectos de las pérdidas secundarias quedan reflejados por el término  $\frac{1}{2}\rho v^2 \sum K_i$ . Cada uno de los elementos singulares anteriormente citados presenta un coeficiente de pérdidas secundarias generalmente tabulado, y para este caso hemos tomado el coeficiente de los acoples  $K=1.16$  basándonos en la bibliografía consultada [47].

La pérdida de carga total a vencer en el receptor será entonces la suma de las pérdidas producidas en cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo de nuestro receptor. Esto se debe a que el incremento de presión de ambos caminos es exactamente el mismo al desarrollarse en paralelo.

Por otra parte, para determinar el incremento de presión de cada panel, basta con estudiar un único tubo del mismo, ya que todos ellos se encuentran en paralelo y por ellos circula el mismo gasto másico de sales, tienen la misma sección y presentan los

mismos accesorios. Esto hace que la caída de presión en todos los tubos de un panel sea la misma.

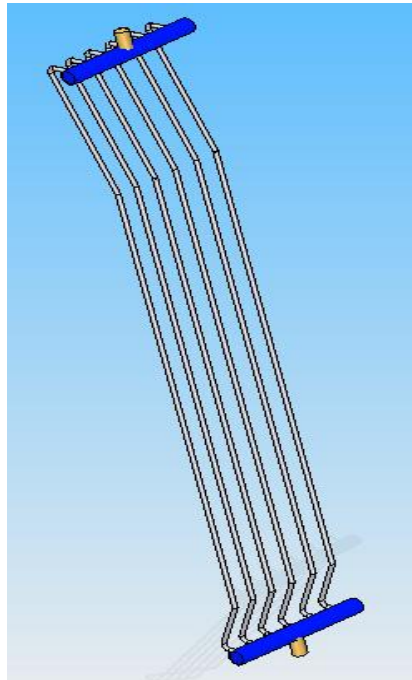


Figura 53. Ejemplo de acoplamiento de los tubos en un panel realizado mediante el software comercial “Solid Edge”.

### 3.3.1 CÁLCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN “ $\lambda$ ”

El factor de fricción  $\lambda$  refleja el efecto de las pérdidas por la acción de esfuerzos viscosos en las paredes de los conductos, y es necesario determinar su valor previamente para poder hacer uso de la ecuación de Darcy.

Para determinar el valor de  $\lambda$  existen distintas correlaciones empíricas cuya validez difiere según el régimen de trabajo en el que se encuentre el flujo interno del conducto. En este caso, y como en la mayoría de las aplicaciones de fluidos de trabajo en centrales térmicas, nos encontramos en régimen turbulento. Para dicho régimen se puede obtener  $\lambda$  a través de la correlación de Colebrook (ecuación 3.44).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,71} + \frac{2,51}{Re(\sqrt{\lambda})} \right) \quad (3.44)$$

Donde:

$\lambda$ : Factor de fricción de Darcy [-].

$\varepsilon$ : Rugosidad absoluta del conducto [m].



D: Diámetro interior del conducto [m].

Re: Número de Reynolds referido al diámetro interior del conducto [-].

Para determinar el valor de la rugosidad relativa ( $\varepsilon/D$ ) se ha de conocer la rugosidad absoluta, cuyo valor al igual que ocurría con los coeficientes de pérdidas secundarias suele encontrarse tabulado. No obstante, estos valores solo sirven de referencia ya que la rugosidad absoluta de un conducto depende en gran medida del método de fabricación empleado, el efecto de la corrosión y la deposición de sólidos. Para los cálculos se ha tomado un valor de  $\varepsilon = 0.002$  mm, que se corresponde con el valor de referencia tomado para ciertos aceros inoxidables al comienzo de su vida útil. Estos aceros inoxidables en ocasiones son utilizados para el estudio de receptores centrales y presentan ciertas similitudes con el material *Incoloy Alloy 800H* considerado en nuestros receptores.

Como se puede apreciar la correlación de Colebrook (*ecuación 3.44*) no permite despejar de forma explícita el valor de  $\lambda$ , lo que nos obliga a utilizar un método iterativo para determinar su valor.

Como valor inicial para poder empezar el proceso iterativo calcularemos el factor de fricción a través de la correlación de Nikuradse (*ecuación 3.45*), utilizada para flujos con rugosidad dominante en los cuales los valores alcanzados por el número de Reynolds son tan elevados que hacen que su efecto en el coeficiente de fricción pueda ser despreciado.

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log_{10} \left( \frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,71} \right) \quad (3.45)$$

Donde:

$\lambda$ : Factor de fricción de Darcy [-].

$\varepsilon$ : Rugosidad absoluta del conducto [m].

D: Diámetro interior del conducto [m].

Una vez que obtenido el valor inicial con la simplificación de rugosidad dominante, podemos iniciar el proceso iterativo para el cálculo del factor de fricción cuyo esquema es mostrado en la *figura 54*.

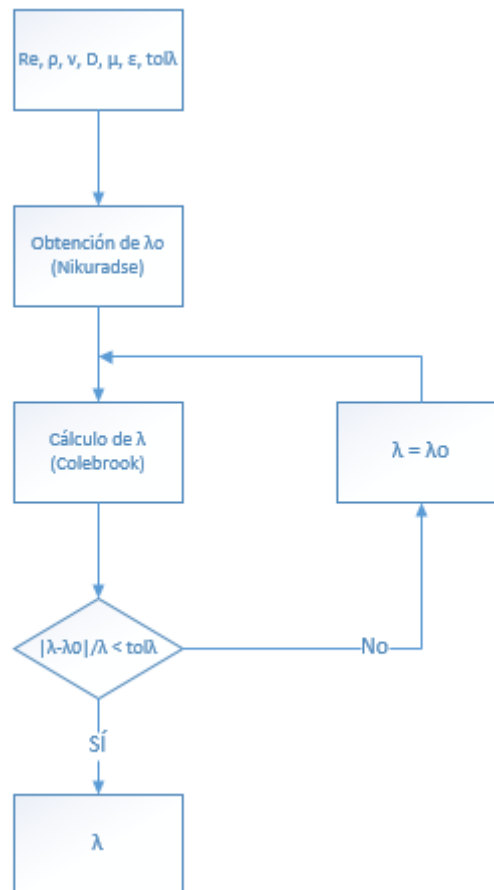


Figura 54. Proceso iterativo utilizado para determinar el factor de fricción  $\lambda$ .

Para determinar la convergencia del proceso iterativo, fijamos un valor de tolerancia por debajo del cual se podrá considerar que la solución obtenida es válida. Será necesario calcular el error relativo cometido en cada iteración para poder comparar con la tolerancia utilizada y para ello emplearemos la norma infinito.

El uso de la norma infinito para calcular el error relativo está justificado, ya que el cálculo de los factores  $\lambda$  puede realizarse simultáneamente para todos los paneles trabajando vectorialmente, de esta forma, tras cada iteración se consigue un vector de valores de  $\lambda$  con tantas posiciones como paneles por camino de flujo tenga el receptor. La norma infinito toma el máximo valor absoluto de los errores relativos del vector solución en nuestro caso, lo que permite asegurar la convergencia de todos los paneles al mismo tiempo.

Una vez obtenidos los factores de fricción para cada panel se puede acudir a la ecuación de Darcy y determinar las pérdidas de carga producidas en cada uno para así poder calcular la pérdida de carga total en el receptor.



## CAPÍTULO 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el capítulo anterior se detallaron los cálculos y el proceso de modelado tanto térmico, como hidrodinámico, utilizado para simular el comportamiento de las distintas configuraciones de receptores centrales en sus tres modos de operación.

Para llevar a cabo las simulaciones, se ha utilizado el *software* comercial Matlab, que ha permitido resolver los procesos iterativos planteados por ambos modelos.

En este capítulo, se realizará un análisis de los resultados obtenidos. Con ellos, será posible estudiar el comportamiento de los receptores y realizar una comparativa que permita determinar que configuraciones de receptor son más adecuadas en cada tipo de funcionamiento.

Además, una vez seleccionados los receptores finales, será posible compararlos con otros diseños de receptor estudiados en la actualidad y evaluar las posibles diferencias.

### 4.1 ANÁLISIS TÉRMICO

Para estudiar los resultados obtenidos a partir del modelo térmico, se tomará como ejemplo la simulación correspondiente al receptor de 16 paneles y diámetro exterior de los tubos igual a  $d_o = 3.4$  cm. El comportamiento del resto de configuraciones será similar al del receptor seleccionado, variando los valores de las temperaturas, potencias y flujos de calor implicados, a causa de las variaciones en la geometría del receptor.

#### 4.1.1 FUNCIONAMIENTO SUBCRÍTICO

Para alcanzar las condiciones de operación requeridas por el funcionamiento subcrítico, los resultados obtenidos muestran que es necesario aplicar un factor regulador del mapa de radiación de  $\eta = 0.6543$ . Esto supone un nivel de radiación incidente un 35% inferior del propuesto como condición de partida.

Tras aplicar dicho factor regulador, la distribución de radiación obtenida se muestra en la *figura 55*. Como se puede observar, la radiación incidente aumenta a medida que nos desplazamos hacia la cara norte del receptor (ángulo de  $180^\circ$ ) y hacia la parte central de los paneles. De esta forma el máximo se alcanza en el último panel de cada camino de flujo, y en la sección longitudinal inmediatamente inferior a la altura media del receptor. El valor de dicho flujo de calor máximo es de  $1075 \text{ kW/m}^2$  para el caso subcrítico.



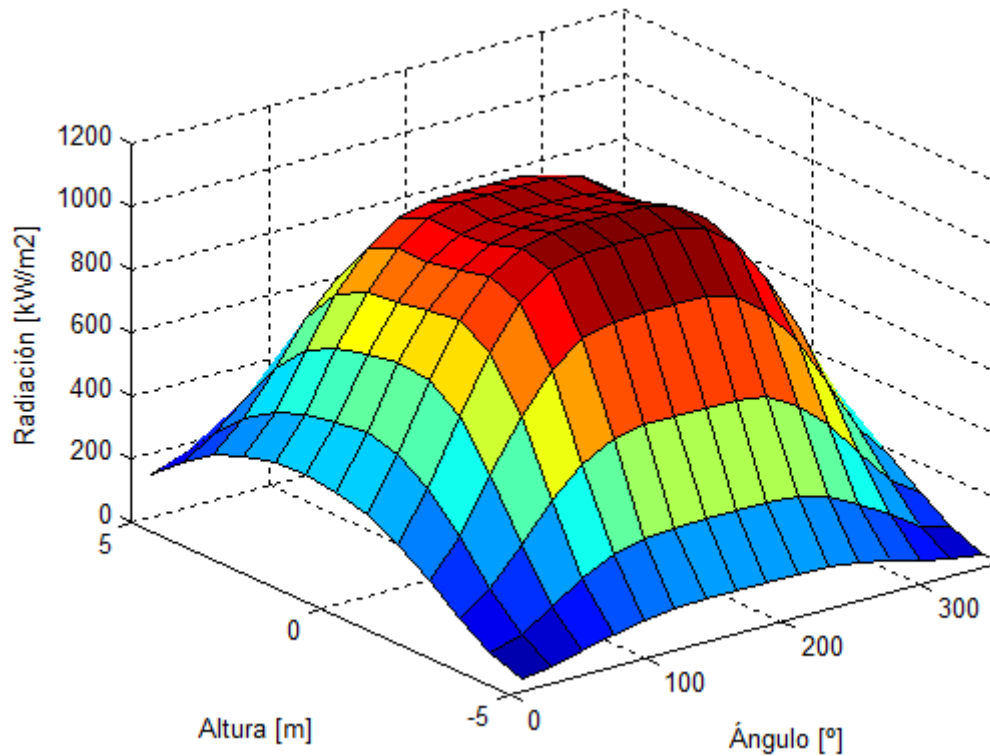


Figura 55. Representación 3D del mapa de radiación incidente sobre el receptor en el caso subcrítico tras ser aplicado el factor regulador  $\eta$ .

Bajo estas condiciones de radiación, la configuración seleccionada consigue transferir a las sales una potencia térmica de  $Q_{th} = 120.028 \text{ MW}$  entre sus dos caminos de flujo. Como se puede apreciar, esta potencia es algo mayor que la nominal del receptor (aproximadamente un 0.02% superior), lo que hace que la temperatura de las sales a la salida también sea ligeramente superior alcanzando una temperatura de  $T_{salt\_out} = 565.054 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### Temperaturas

En la figura 56, se muestra la evolución de las distintas temperaturas en el receptor frente a la longitud de tubo recorrida, como consecuencia del flujo de radiación incidente.

En la configuración de ejemplo, cada panel cuenta con un total de 40 tubos, esto quiere decir que el gasto másico de cada camino únicamente se reparte entre los 40 tubos del panel de entrada. El resto de tubos de los siguientes paneles, al estar conectados en serie, pueden considerarse como prolongaciones de los 40 primeros. De esta forma el estudio de cada camino de flujo puede plantearse como el de 40 tubos con una longitud total  $L_{total} = H \cdot N_p = 84.8 \text{ m}$ .

Las distintas divisiones de la longitud mostradas en la figura 56, se corresponden con el final de cada uno de los paneles del receptor.

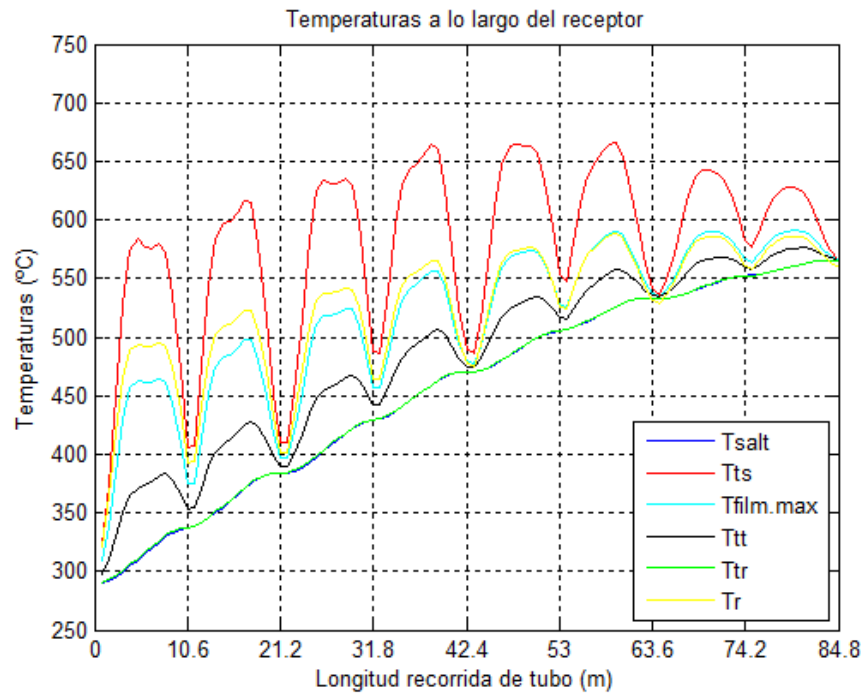


Figura 56. Gráfica que muestra la evolución de las temperaturas en el receptor para cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo, en funcionamiento subcrítico.

Como se puede observar, la mayor temperatura de las superficies del receptor en todo momento se trata de la temperatura correspondiente a la partición  $t_s$  de la superficie exterior de los tubos ( $T_{ts}$  mostrada en color rojo). Esta superficie, es la que mayor energía capta de todo el receptor al ser la más expuesta a la radiación reflejada por el campo de heliostatos, y por ello su temperatura es superior a la de las demás.

Respecto a su comportamiento, tanto la temperatura de la partición  $t_s$  de los tubos, como el resto de temperaturas del receptor en mayor o menor medida, presentan subidas y bajadas a lo largo de todo el recorrido. Estos picos, se corresponden con las partes centrales de la longitud de los paneles, lo cual tiene sentido, ya que como se ha comentado el flujo de radiación incidente aumenta a medida que nos acercamos a dichas regiones de la superficie del receptor.

Por otra parte, la magnitud de dichos picos de temperatura se va atenuando a medida que se avanza en el camino de flujo. Siendo en la parte inicial del orden de 250°C y mientras en el tramo final del recorrido de solo unos 60°C para el caso de  $T_{ts}$ . Esto se debe, a que las variaciones de radiación en altura del receptor son mucho mayores en los paneles iniciales (cara Norte) que en los paneles finales del recorrido (cara Sur), basándonos en el mapa mostrado en la figura 55.

Un hecho importante a destacar, es que las máximas temperaturas de los tubos se dan en las caras Este y Oeste del receptor, aproximadamente en la mitad del recorrido de los tubos, y presentan un valor máximo de  $666.15^{\circ}\text{C}$ . Por tanto, los tubos de los paneles orientados en esas direcciones serán los que tengan que soportar los mayores niveles de estrés térmico de todo el receptor.

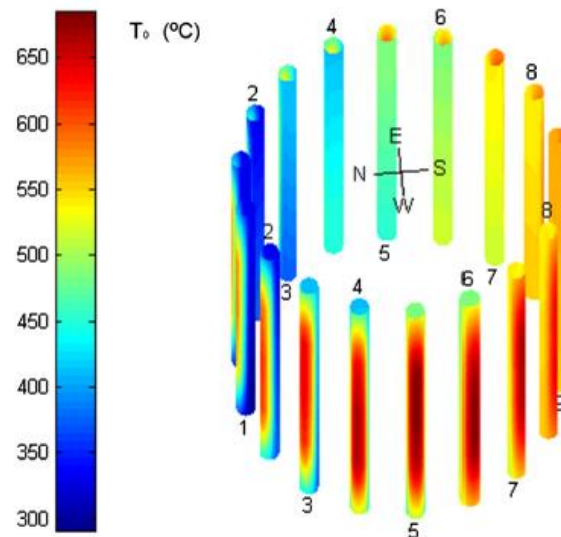


Figura 57. Recreación de la temperatura de la superficie exterior de los tubos realizada en el estudio de receptores centrales llevado a cabo por la Universidad Carlos III de Madrid [47], para un receptor subcrítico de 18 paneles.

Respecto al resto de particiones de los tubos (partición  $tt$  en negro y partición  $tr$  en amarillo), su comportamiento es bastante similar al ya explicado. El comportamiento de la partición intermedia ( $T_{tt}$ ) mantiene el mismo patrón de picos que la parte más externa de los tubos, pero en menor magnitud debido a que la radiación captada por esta superficie es menor.

Sin embargo, la parte posterior de los tubos ( $T_{tr}$ ) apenas presenta esas variaciones tan pronunciadas y aumenta su temperatura a un ritmo más o menos constante, manteniéndose en todo momento ligeramente por encima de la temperatura de las sales. Esto se debe a que al encontrarse en la parte posterior, la radiación incidente sobre su superficie es mucho menor, y se ve menos afectada por las variaciones de la misma.

Otra de las temperaturas de mayor interés es la máxima temperatura de película ( $T_{film,max}$  en azul claro). Para el cálculo de la temperatura de película se utiliza el calor recibido por las sales, procedente de cada una de las particiones. De esta forma, la temperatura de película máxima se dará en la superficie interior de los tubos correspondiente a la partición  $ts$ .

Cabe destacar, que la temperatura de película obtenida será mayor cuanto mayor sea el número de particiones circunferenciales de tubo consideradas, ya que esto aumenta la temperatura máxima de las particiones de tubo más externas.

La temperatura de la pared refractaria ( $T_r$  en amarillo) se encuentra entre las más elevadas del receptor. Esto se debe, a que para conseguir mantener su flujo de calor neto nulo ( $q_r = 0$ ) en las zonas de máxima radiación, el refractario debe aumentar mucho su temperatura para conseguir emitir todo lo que recibe. Este fenómeno es distinto que el de la reflexión, ya que en este caso, se absorben los fotones de la radiación reflejada y posteriormente esa energía es emitida.

Por último, la temperatura de las sales ( $T_{salt}$  en color azul oscuro) es difícil de reconocer en la *figura 56* debido a la escasa diferencia que mantiene con la temperatura de la parte posterior de los tubos, y mantiene un aumento constante hasta alcanzar los  $565.054^\circ\text{C}$  anteriormente mencionados. Se pueden observar pequeños tramos en los cuales las variaciones de temperatura son apenas apreciables. Éstos, se corresponden con los extremos de los receptores, dónde como ya se ha dicho, el flujo de calor incidente es menor y a su vez la energía absorbida por las sales, lo que hace que el aumento de temperatura de las mismas sea menor.

### Potencias

En la *figura 58*, se muestra la evolución de las distintas potencias térmicas implicadas en el receptor frente a la longitud de tubo recorrida por las sales.

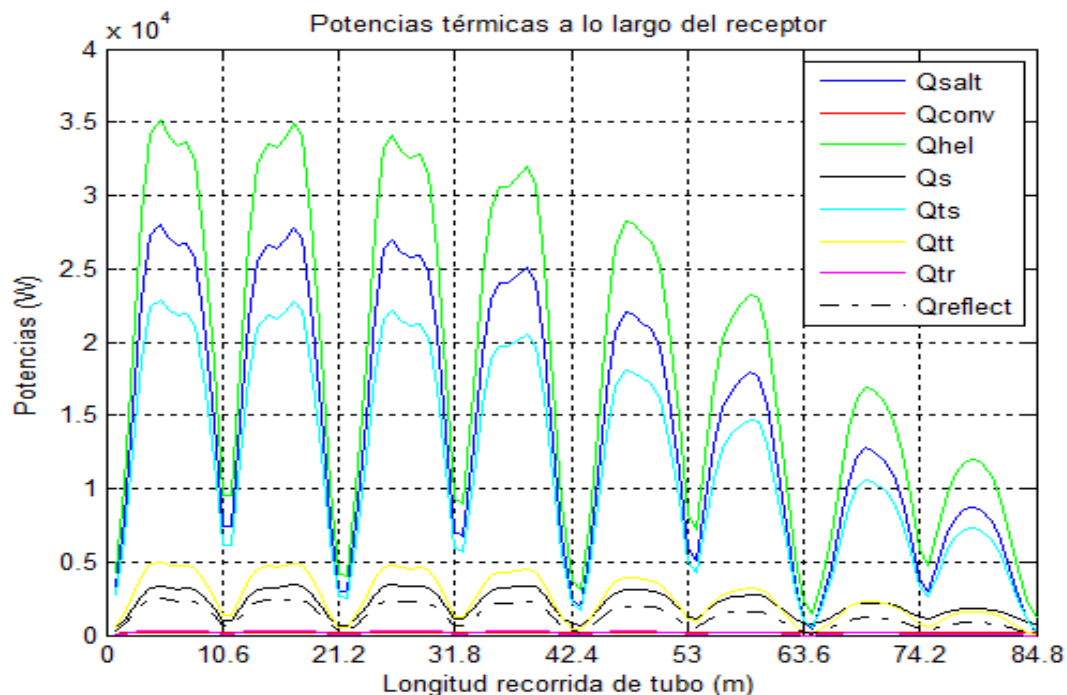


Figura 58. Gráfica que muestra la evolución de las potencias en el receptor para los distintos paneles de uno de los caminos de flujo, en funcionamiento subcrítico.



Es muy importante destacar, que al igual que ocurría con la *figura 56*, la *figura 58* muestra los resultados tras estudiar un único recorrido en serie de los 40 posibles en cada uno de los caminos de flujo del receptor. Esto quiere decir, que las potencias mostradas no se corresponden con las de todo el receptor, ni con las de uno de los caminos de flujo.

Lo primero que se puede apreciar en la *figura 58*, es que las potencias en el receptor presentan un comportamiento inverso al de las temperaturas. En el caso de éstas, iban aumentando a media que las sales recorrían los distintos paneles, mientras que las potencias se van reduciendo. Esto se debe nuevamente a que a la entrada de las sales es donde se dan los mayores flujos de radiación en todo el receptor y por ello a partir de ahí el flujo de calor se reduce a media que nos acercamos a la cara sur del receptor.

Por el mismo motivo que en el caso de las temperaturas, se pueden observar picos de potencias a lo largo de todo el recorrido. Estos picos, se corresponden con las partes centrales de los receptores, dónde incidía la mayor potencia reflejada según el mapa de radiación. Además, también se aprecia de nuevo una atenuación de la magnitud de dichos picos de potencia a lo largo del recorrido. La causa de variación en la magnitud es nuevamente la distribución del mapa de radiación incidente sobre el receptor.

La mayor de la potencias mostradas, es la potencia incidente sobre el receptor ( $Q_{hel}$  en color verde). Tiene sentido que sea la mayor en todo momento, ya que ella es la que da lugar al resto de potencias en el receptor.

La siguiente potencia de mayor magnitud que encontramos, es la absorbida por las sales ( $Q_{salt}$  en color azul oscuro). El funcionamiento de los receptores debe tratar de maximizar el calor absorbido por las sales sea cual sea la radiación incidente. Se mantiene por encima de las potencias de radiación netas absorbidas por los tubos ( $Q_{ts}$  en color azul claro,  $Q_{tt}$  en color amarillo y  $Q_{tr}$  en color rosa) ya que se encuentra formada por la suma de todas ellas, considerando también las pequeñas pérdidas por convección ( $Q_{conv}$  en color rojo).

Estas potencias netas sobre los tubos, se encuentran muy diferenciadas entre sí debido a la cantidad de radiación incidente recibida por las distintas particiones. La mayor de todas es  $Q_{ts}$ , debido a que sobre esta partición incide el mayor flujo de radiación de todas las superficies, después encontramos  $Q_{tt}$ , que es la partición de los tubos que más radiación recibe tras la  $ts$ , y por último  $Q_{tr}$ , que únicamente recibe radiación reflejada y nada directamente del campo de heliostatos.

Respecto a las pérdidas, podemos encontrar tipos principales: pérdidas por convección ( $Q_{conv}$ ), pérdidas de radiación incidente reflejada ( $Q_{reflect}$  en color negro y línea discontinua) y pérdidas hacia el cielo ( $Q_s$  en color negro).

Las pérdidas por convección son las menores de las tres anteriormente mencionadas. Apenas resultan apreciables en la *figura 58*, y junto con la potencia neta sobre la partición *tr* constituyen las menores potencias en todo el receptor, presentando valores del orden de centenares de vatios en las secciones de estudio. Uno de los motivos de que estas pérdidas registren valores tan bajos, es que las simulaciones se han realizado en condiciones de aire en reposo, por lo que los efectos de convección forzada no son significativos.

Las pérdidas más significativas son las debidas a la reflexión de la luz en el espectro visible, es decir, toda aquella energía reflejada por el campo de heliostatos que no es absorbida por las superficies, y las del calor intercambiado con el cielo. Encontramos entonces que la elección de recubrimientos y materiales de baja emisividad y alta absorptividad, son un factor importante a la hora de reducir las pérdidas en el receptor.

Si consideramos ahora el receptor entero, los valores de las potencias anteriormente mostradas serían los siguientes:

$Q_{hel}$ [MW]	155.24
$Q_{salt}$ [MW]	120.03
$Q_{ts}$ [MW]	98.902
$Q_{tt}$ [MW]	21.322
$Q_{tr}$ [MW]	1.3921
$Q_s$ [MW]	17.676
$Q_{reflect}$ [MW]	10.867
$Q_{conv}$ [MW]	1.5878

*Tabla 14. Valores de las potencias en el receptor para el funcionamiento subcrítico. Los valores mostrados de  $Q_{ts}$ ,  $Q_{tt}$  y  $Q_{tr}$ , ya se presentan como potencia recibida por las superficies a pesar de que no se incluya su signo negativo.*

### **Eficiencia**

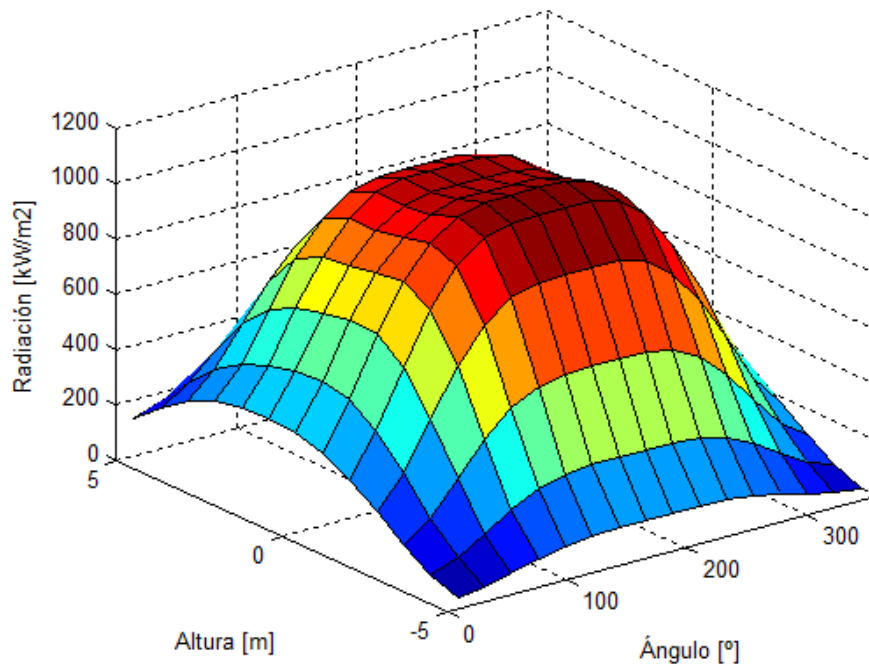
A partir del calor total absorbido por las sales, y la potencia total incidente, es posible determinar la eficiencia del receptor en funcionamiento subcrítico a través de la *ecuación 4.1*:

$$\varepsilon_{th} = \frac{Q_{salt} [W]}{Q_{hel} [W]} \cdot 100 \quad (4.1)$$

El valor de eficiencia obtenido para esta configuración es de  $\varepsilon_{th} = 77.32 \%$ . Este valor supone que por cada vatio térmico que se quiera producir será necesario reflejar 1.29 W de calor en el campo de heliostatos.

#### 4.1.2 FUNCIONAMIENTO SUPERCRÍTICO

Para alcanzar las condiciones de operación requeridas por el funcionamiento supercrítico, los resultados obtenidos muestran que es necesario aplicar un factor regulador del mapa de radiación de  $\eta = 0.6589$ . Esto supone aproximadamente un nivel de radiación incidente un 34% inferior del propuesto como condición de partida. Como se puede observar, el valor obtenido es ligeramente mayor que para el caso subcrítico, lo cual tiene sentido, ya que las temperaturas a alcanzar en las sales son mayores. El valor máximo en este caso es de  $1083.3 \text{ kW/m}^2$ .



*Figura 59. Representación 3D del mapa de radiación incidente sobre el receptor en el caso supercrítico tras ser aplicado el factor regulador  $\eta$ .*

Bajo estas condiciones de radiación, la configuración seleccionada consigue transferir a las sales una potencia térmica de  $Q_{th} = 120.03 \text{ MW}$  entre sus dos caminos de flujo, un valor prácticamente igual a la potencia nominal como en el caso anterior. En este caso, el valor de la temperatura en las sales también es ligeramente superior a la de operación alcanzándose una temperatura de  $T_{salt\_out} = 600.0768 \text{ °C}$ .

#### **Temperaturas**

En la *figura 60*, se muestra la evolución de las distintas temperaturas en el receptor frente a la longitud de tubo recorrida en el caso de funcionamiento supercrítico.



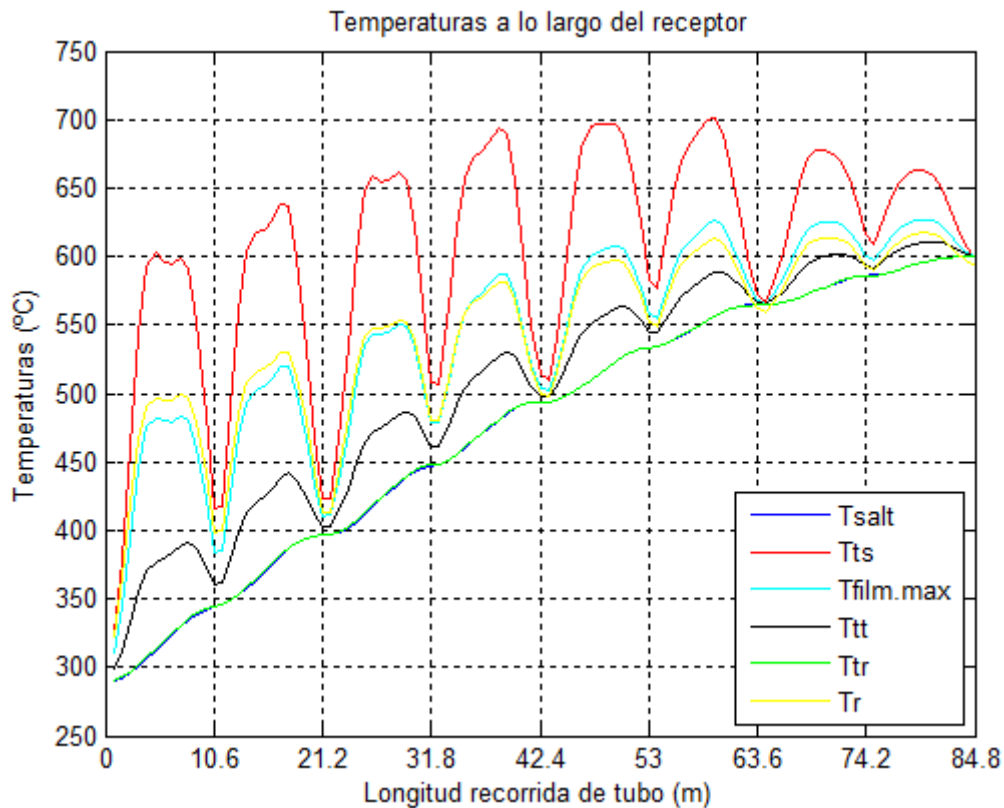


Figura 60. Gráfica que muestra la evolución de las temperaturas en el receptor para cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo, en funcionamiento supercrítico.

En este caso el comportamiento de las temperaturas es exactamente el mismo que en el caso subcrítico, ya que la única variación es la cantidad de radiación incidente. Al presentar unos niveles de radiación incidente mayores, se puede observar que el conjunto de temperaturas ha aumentado, como cabría esperar.

La temperatura máxima de la superficie de los tubos vuelve a registrarse en las regiones cercanas a las caras Este/Oeste y tiene un valor de 701.1325°C.

En este caso los picos de temperatura sufren una menor reducción en su magnitud como consecuencia de los mayores flujos de radiación, y presentan subidas más acentuadas.

Respecto a la temperatura de las sales, presenta un aumento más pronunciado que en el caso subcrítico, llegando en muchos puntos a ser prácticamente igual que la temperatura posterior de los tubos y alcanzando un valor final de 600.0768°C.

### **Potencias**

En la figura 61, se muestra la evolución de las distintas potencias térmicas de uno de los tubos de los distintos paneles de un camino de flujo, para el funcionamiento supercrítico.

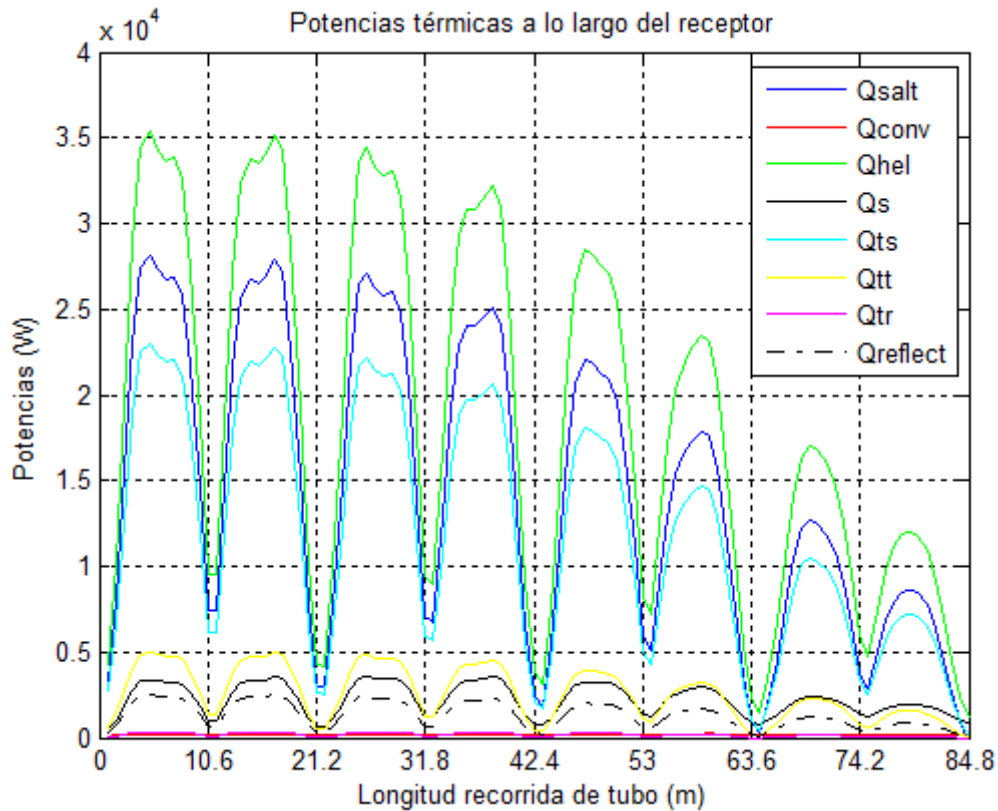


Figura 61. Gráfica que muestra la evolución de las potencias en el receptor para los distintos paneles de uno de los caminos de flujo, en funcionamiento supercrítico.

Respecto a la evolución de las potencias en el receptor, se puede apreciar que es prácticamente idéntica que en el caso subcrítico, ya que a términos de potencia incidente la variación es muy pequeña.

$Q_{hel}$ [MW]	156.33
$Q_{salt}$ [MW]	120.03
$Q_{ts}$ [MW]	98.919
$Q_{tt}$ [MW]	21.386
$Q_{tr}$ [MW]	1.3967
$Q_s$ [MW]	18.569
$Q_{reflect}$ [MW]	10.943
$Q_{conv}$ [MW]	1.6721

Tabla 15. Valores de las potencias en el receptor para el funcionamiento supercrítico. Los valores mostrados de  $Q_{ts}$ ,  $Q_{tt}$  y  $Q_{tr}$ , ya se presentan como potencia recibida por las superficies a pesar de que no se incluya su signo negativo.

Las variaciones pueden apreciarse algo mejor observando los valores de las distintas potencias. Como ya se ha comentado, la potencia térmica incidente en este caso es ligeramente mayor que en el funcionamiento subcrítico. Dicho aumento es de algo más de un 0.7%, lo que traducido en vatios es cercano a 1.09 MW.

Respecto a las potencias incidentes sobre las particiones de los tubos, el aumento es de apenas decenas de kilovatios, manteniendo la mayor potencia neta la partición exterior de los tubos.

Las variaciones más apreciables, aunque igualmente pequeñas, se dan en las pérdidas. Esto tiene sentido ya que si las superficies del receptor operan a mayores temperaturas la energía transferida por las mismas será mayor y por tanto sus pérdidas lo serán.

### **Eficiencia**

La eficiencia en funcionamiento supercrítico es de  $\varepsilon_{th} = 76.7812\%$ . Como vemos se ha reducido aproximadamente un 0.54 %, esto quiere decir que por cada vatio térmico producido en el receptor serán necesarios 1.3 W procedentes del campo de heliostatos.

### **4.1.3 FUNCIONAMIENTO ULTRA-SUPERCRÍTICO**

Para el último de los casos, el funcionamiento ultra-supercrítico, los resultados obtenidos muestran un valor del factor regulador del mapa de radiación de  $\eta = 0.666$ . Esto supone aproximadamente un nivel de radiación incidente un 33% inferior del propuesto como condición de partida. Como se puede observar, el valor obtenido es nuevamente algo mayor que en el caso anterior, ya que ahora las temperaturas a alcanzar son incluso más elevadas. El valor máximo en este caso es de  $1095.1 \text{ kW/m}^2$ .

En este caso la potencia transferida a las sales nuevamente es de  $Q_{th} = 120.03 \text{ MW}$  entre sus dos caminos de flujo, y el valor de la temperatura de las sales a la salida del receptor vuela a ser algo superior a las condiciones de operación alcanzándose un valor de  $T_{salt\_out} = 650.0976^\circ\text{C}$ .

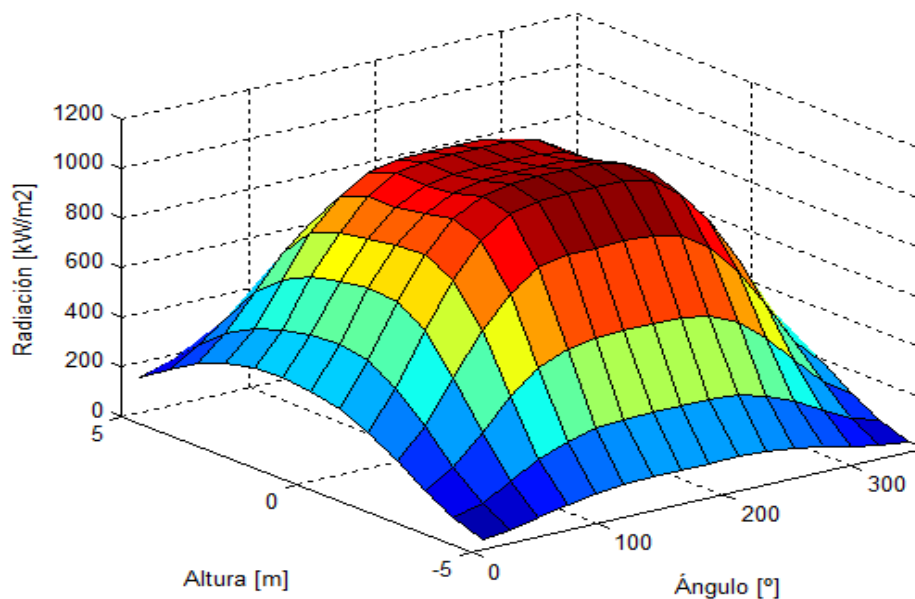


Figura 62. Representación 3D del mapa de radiación incidente sobre el receptor en el caso ultra-supercrítico tras ser aplicado el factor regulador  $\eta$ .

## Temperaturas

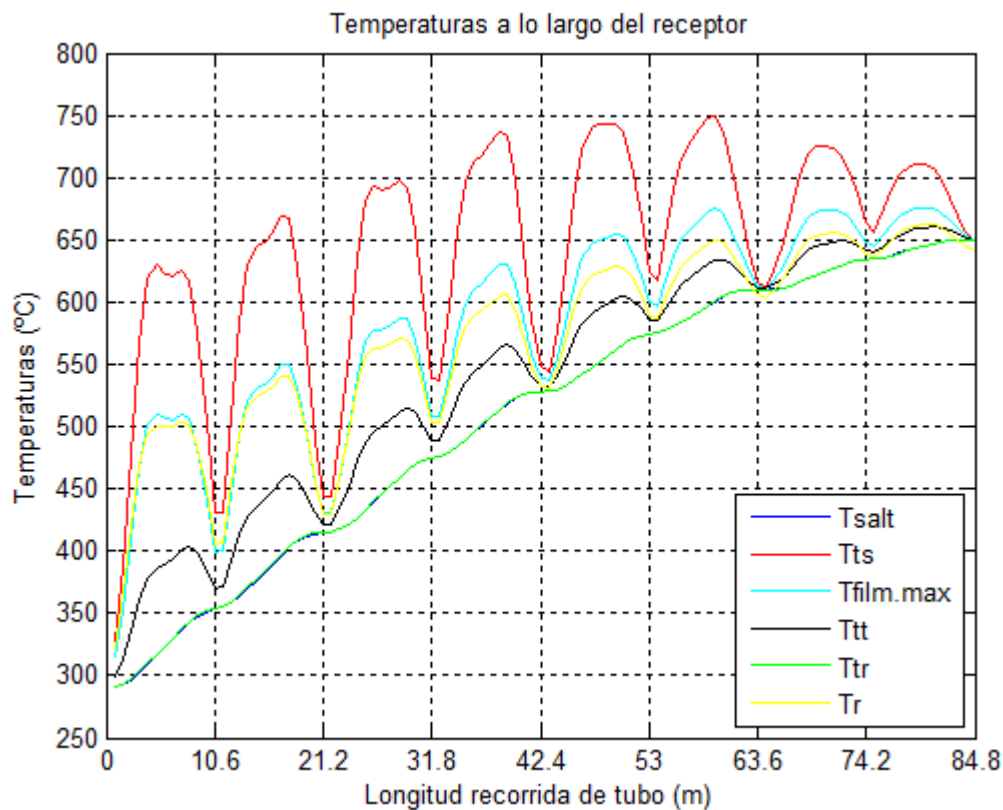


Figura 63. Gráfica que muestra la evolución de las temperaturas en el receptor para cada uno de los paneles de uno solo de los caminos de flujo, en funcionamiento ultra-supercrítico.

En la figura 63, se puede observar que la temperatura máxima de los tubos, así como el resto de temperaturas, han aumentado en casi  $50^{\circ}\text{C}$ , un incremento algo mayor que en el paso de subcrítico a supercrítico. El valor de la temperatura máxima de la partición  $t_s$  llega a alcanzar los  $749.16^{\circ}\text{C}$  nuevamente en las caras Este/Oeste.

La temperatura máxima de película en este caso resulta muy peligrosa, ya que llega a ser cercana a los  $675.9593^{\circ}\text{C}$ , por lo que el receptor estaría trabajando en condiciones peligrosas debido al posible riesgo de descomposición de las sales.

Respecto a la temperatura de las sales, la tasa de aumento de la temperatura es la mayor de entre los tres casos, como cabía esperar, llegando a alcanzar una temperatura final de  $650.0976^{\circ}\text{C}$ .

## Potencias

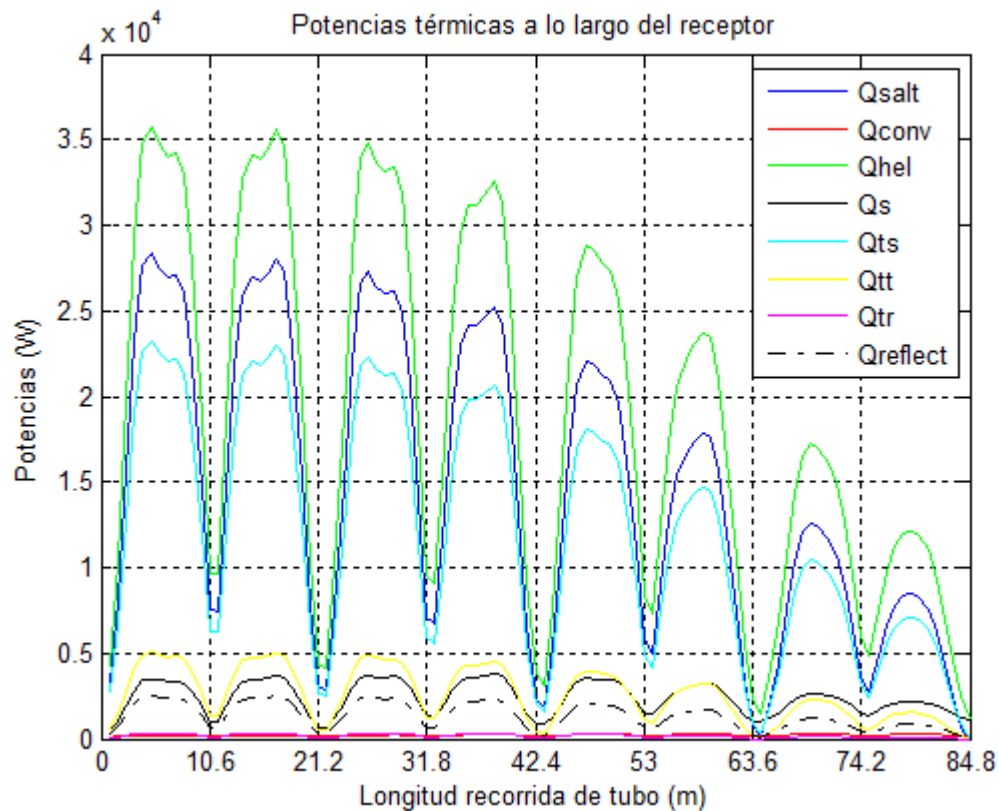


Figura 64. Gráfica que muestra la evolución de las potencias en el receptor para los distintos paneles de uno de los caminos de flujo, en funcionamiento ultra-supercrítico.

Respecto a las potencias, ahora se puede apreciar un leve aumento producido por el mayor factor regulador aplicado. Pero nuevamente, será mejor estudiar los valores totales en el receptor para hacernos una idea.

$Q_{hel}$ [MW]	158.04
$Q_{salt}$ [MW]	120.03
$Q_{ts}$ [MW]	98.941
$Q_{tt}$ [MW]	21.481
$Q_{tr}$ [MW]	1.4015
$Q_s$ [MW]	19.981
$Q_{reflect}$ [MW]	11.062
$Q_{conv}$ [MW]	1.7902

Tabla 16. Valores de las potencias en el receptor para el funcionamiento ultra-supercrítico. Los valores mostrados de  $Q_{ts}$ ,  $Q_{tt}$  y  $Q_{tr}$ , ya se presentan como potencia recibida por las superficies a pesar de que no se incluya su signo negativo.

En este caso el aumento en las distintas potencias es algo superior que en el paso de funcionamiento subcrítico a funcionamiento supercrítico. La potencia del campo de heliostatos necesaria es casi 2 MW superior que en el caso supercrítico, y 3 MW mayor que el subcrítico.

Respecto a las potencias absorbidas por los tubos, la variación sufrida no es tan significativa como la sufrida en las pérdidas. Éstas se han incrementado en casi 1 MW respecto al caso supercrítico, y dejan ver que el mayor aumento de radiación reflejada se debe principalmente al aumento progresivo de las pérdidas, y no tanto porque se necesite más energía para las sales.

### **Eficiencia**

La eficiencia térmica del receptor de estudio en este caso es de  $\varepsilon_{th} = 75.9533 \%$ . Por lo que para cada vatio térmico producido serán necesarios 1.32 W del campo de heliostatos.

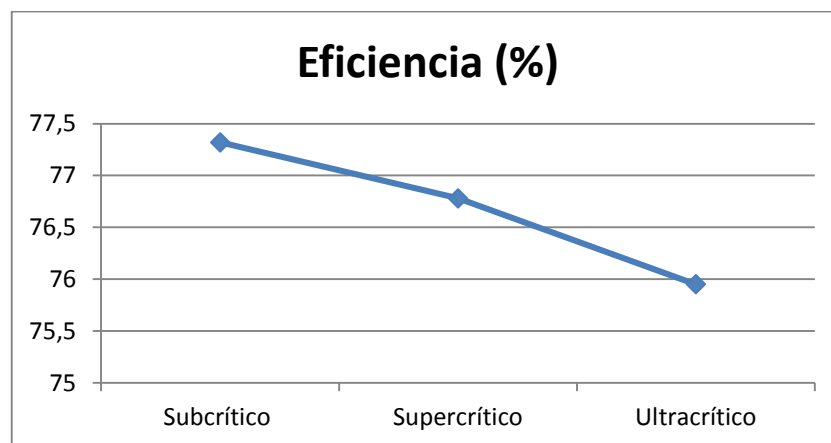
#### **4.1.4 COMPARACIÓN**

Para poder evaluar otras diferencias entre los modos de operación anteriormente estudiados, en este apartado se realizará una comparación de algunos de los parámetros principales de interés del receptor recogidos en la *tabla 17*.

	Subcrítico	Supercrítico	Ultra-supercrítico
<b>Eficiencia [%]</b>	<b>77,32</b>	<b>76,78</b>	<b>75,95</b>
<b><math>h_{ext}</math> [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>11,5258</b>	<b>11,5725</b>	<b>11,63</b>
<b><math>T_{aver}</math> [°C]</b>	<b>579,576</b>	<b>606,1868</b>	<b>643,4618</b>
<b><math>\dot{m}_{salt}</math> [kg/s]</b>	<b>287,7431</b>	<b>254,7503</b>	<b>218,7493</b>

*Tabla 17. Valores de algunos parámetros de interés en los distintos funcionamientos del receptor.*

El primero de los parámetros mostrados es la eficiencia. Se ha vuelto a incluir en el presente apartado para poder apreciar mejor su variación en los distintos casos.



*Figura 65. Variación de la eficiencia en los distintos casos de estudio.*

Como se puede apreciar la variación de la eficiencia no es lineal, por lo que obtener mayores temperaturas en las sales dentro del régimen ultra-supercrítico podría reducir de forma considerable la eficiencia del receptor.

Otros de los parámetros recogidos en la *tabla 17*, son el coeficiente externo de transferencia de calor ( $h_{\text{ext}}$ ) y la temperatura media de la superficie exterior del receptor ( $T_{\text{aver}}$ ).

Como se puede observar, el valor de ambos parámetros aumenta simultáneamente. Esto se debe a la relación existente entre ambos, ya que el coeficiente de transferencia de calor por convección es mayor cuanto mayor sea la temperatura de la superficie o la velocidad del flujo incidente. En este caso puesto que se toma el aire en reposo, el aumento se debe a la temperatura de la superficie.

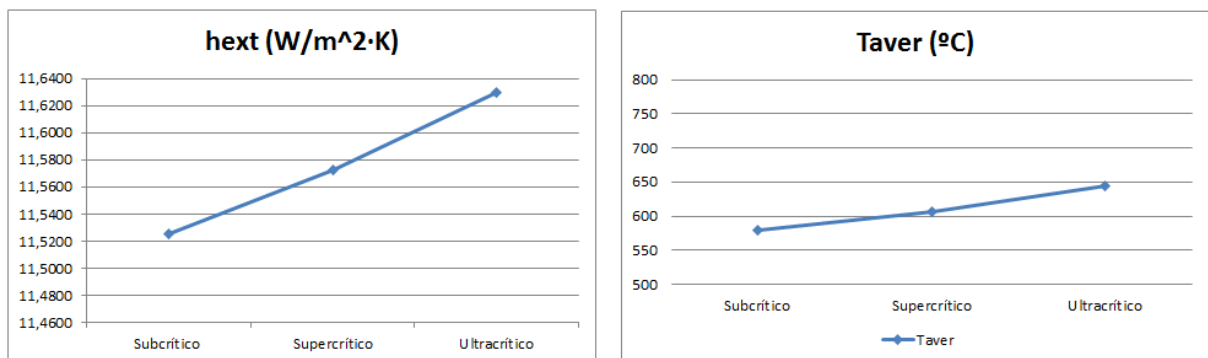


Figura 66. Evolución del coeficiente de transferencia de calor exterior y de la temperatura media de la superficie exterior del receptor, en los distintos modos de operación.

La temperatura media a su vez, será cada vez mayor debido al mayor flujo de calor incidente, como ya se mostró en los apartados anteriores. El aumento de ambos parámetros repercute doblemente en las pérdidas térmicas, ya que por un lado al aumentar el coeficiente de transferencia de calor se favorece la transmisión de energía, y por otra parte al aumentar la diferencia de temperatura con el ambiente, el calor transferido es mayor.

Por último, la evolución del gasto másico en los distintos casos se muestra en la *figura 67*.

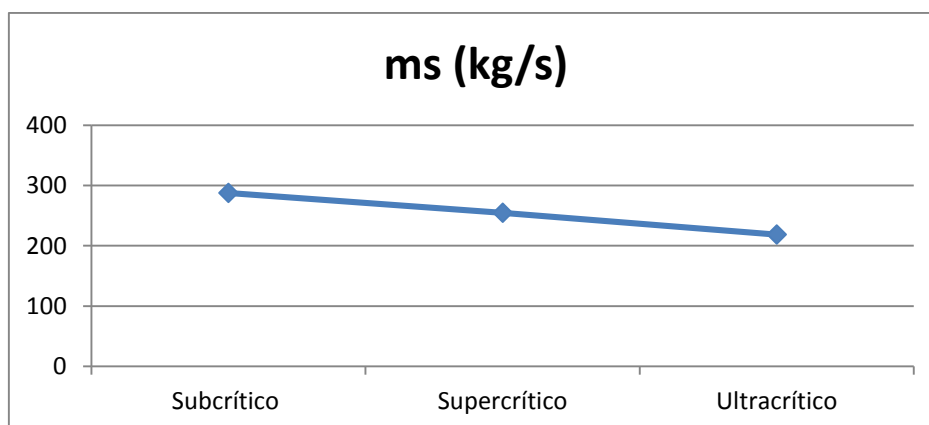


Figura 67. Variación del gasto másico en los distintos modos de operación.



Como se puede apreciar, el gasto másico se reduciendo a medida que elevamos la temperatura máxima de las sales. Esto tiene sentido, ya que si en todos los casos se dispone de una misma potencia térmica nominal, y se quiere aumentar la temperatura de las sales utilizadas, la única solución es reducir la masa total a calentar de las mismas.

## 4.2 ANÁLISIS HIDRODINÁMICO

Para analizar los resultados del modelo hidrodinámico del receptor en los tres casos de funcionamiento, nuevamente se tomará como ejemplo la configuración de 16 paneles y diámetro exterior de 3.5 cm.

	$\Delta P_t$ [Bar]								Total
	Panel 1	Panel 2	Panel 3	Panel 4	Panel 5	Panel 6	Panel 7	Panel 8	
Subcrítico	0.4636	0.448	0.4393	0.4354	0.4354	0.4367	0.4375	0.4378	3.53
SC	0.37	0.3561	0.3492	0.3471	0.3479	0.3489	0.3487	0.3474	2.815
USC	0.2793	0.2672	0.2624	0.2621	0.2629	0.2615	0.2581	0.2521	2.106

Tabla 18. Pérdidas de carga en los distintos paneles y en el conjunto del receptor, para los funcionamientos subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico.

La *tabla 18* muestra las pérdidas de carga producidas en los distintos paneles del receptor, así como la pérdida de carga total en el mismo, para los tres casos de estudio.

En primer lugar, atendiendo a la pérdida de carga total, puede observarse que se reduce a medida que aumentamos la temperatura de operación del receptor. Esto se debe a que para alcanzar mayores temperaturas con una misma potencia nominal, el gasto de másico de sales utilizado es cada vez menor y con ello el caudal de las mismas que circula por los tubos.

Si ahora se observan las pérdidas a lo largo de los distintos receptores, se puede apreciar el comportamiento mostrado en las figuras 68, 69 y 70, para los casos subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico respectivamente:

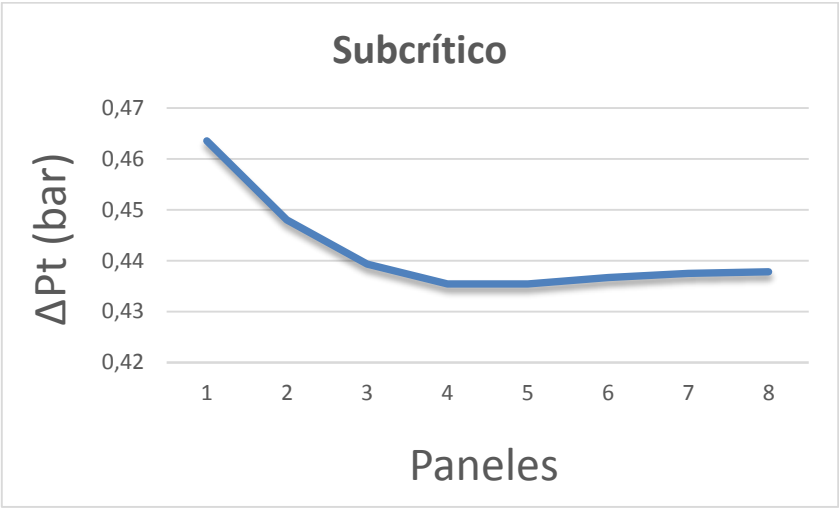


Figura 68. Evolución de la pérdida de carga en los distintos paneles del receptor subcrítico.

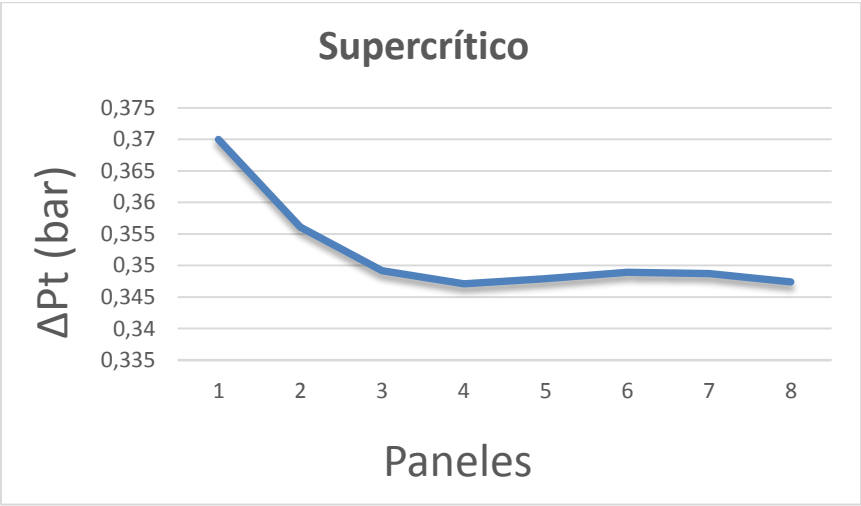


Figura 69. Evolución de la pérdida de carga en los distintos paneles del receptor supercrítico.

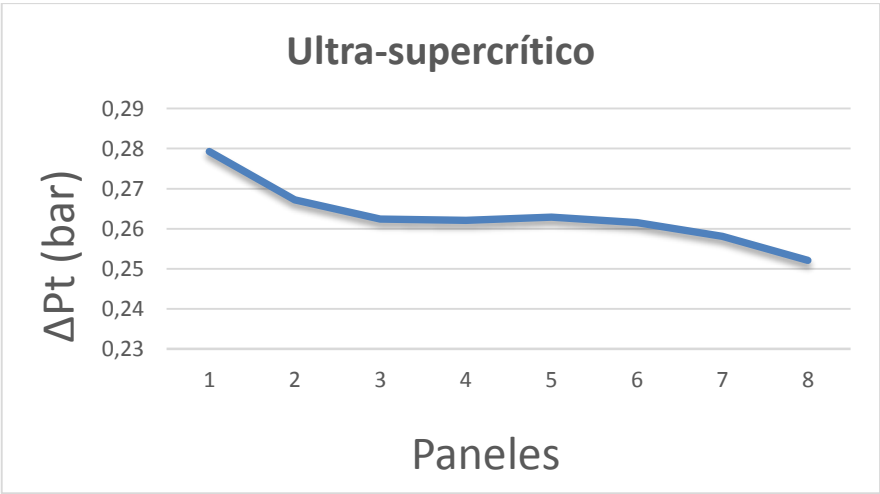


Figura 70. Evolución de la pérdida de carga en los distintos paneles del receptor ultra-supercrítico.

Como se puede observar, el comportamiento de la pérdida de carga en los distintos paneles de los caminos de flujo es muy similar en los tres casos. Las mayores pérdidas se dan en los dos primeros paneles, donde éstas se van reduciendo progresivamente. Una vez en los paneles centrales (3, 4, 5 y 6) vemos que la caída de presión más o menos se estabiliza en el caso ultra-supercrítico, y en los casos subcrítico y ultra supercrítico, registra sus valores mínimos en el cuarto panel. En los paneles finales, se vuelve a incrementar ligeramente, y en los casos supercrítico y ultra-supercrítico, se puede apreciar que en los últimos paneles comienza a reducirse de nuevo.

Esta forma de las curvas de pérdida de carga se debe a la viscosidad dinámica. En la *figura 42* del apartado 3.1.4 se mostró la evolución de la viscosidad dinámica de las sales con la temperatura, y su comportamiento era el mismo que el mostrado por las pérdidas de carga en el receptor.

Esto se debe a que la viscosidad dinámica tiene un gran efecto en las pérdidas de carga primarias. Por ello, cuanto mayor sea la viscosidad mayor serán estas pérdidas y por tanto mayor la pérdida de carga total, ya que las pérdidas secundarias permanecen constantes con la viscosidad.

Si nos fijamos, realmente en el comportamiento ultra-supercrítico aparecen reflejadas las pérdidas de carga de los dos tramos anteriores. La única diferencia, es que la temperatura alcanzada es mayor en el caso ultra-supercrítico y por ello se asemeja aún más a la ley de variación de la viscosidad dinámica.

Otro resultado obtenido en el modelo hidrodinámico, es la velocidad de las sales en el receptor. Los distintos valores de la misma en los paneles son mostrados en la *tabla 19*.

	Velocidad media [m/s]							
	Panel 1	Panel 2	Panel 3	Panel 4	Panel 5	Panel 6	Panel 7	Panel 8
Subcrítico	2.2924	2.3312	2.3662	2.4041	2.4349	2.4647	2.4837	2.5001
SC	2.0316	2.0707	2.1061	2.1446	2.1758	2.2060	2.2252	2.2418
USC	1.7471	1.7868	1.8227	1.8619	1.8938	1.9247	1.9441	1.9609

*Tabla 19. Velocidades medias en los distintos paneles, para los funcionamientos subcrítico, supercrítico y ultra-supercrítico.*

Lo primero que se observa es que el valor medio de las velocidades en el caso subcrítico es mayor que en los otros dos, y esto se debe nuevamente a que el gasto másico de sales necesario es mayor al tener las menores temperaturas de operación.

Para estudiar la evolución de las velocidades en el receptor, se han representado las mismas en la *figura 71*, donde se muestra su evolución respecto al número de paneles recorridos.

Como se puede observar, el comportamiento es el mismo para los tres casos de estudio, y es creciente casi lineal. Esta aceleración de las sales en el receptor se debe a la conservación del gasto másico en los tubos y a la evolución de la densidad con la temperatura.

$$\dot{m}_{salt} = \rho_{salt\_med} \cdot v_{med} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \quad (4.2)$$

El gasto másico de cada uno de los tubos se define según la *ecuación 4.2*. Dado que el gasto másico de sales en los tubos debe conservarse, la única opción para que las sales se aceleren es que se reduzca su densidad, ya que sección de paso es constante.

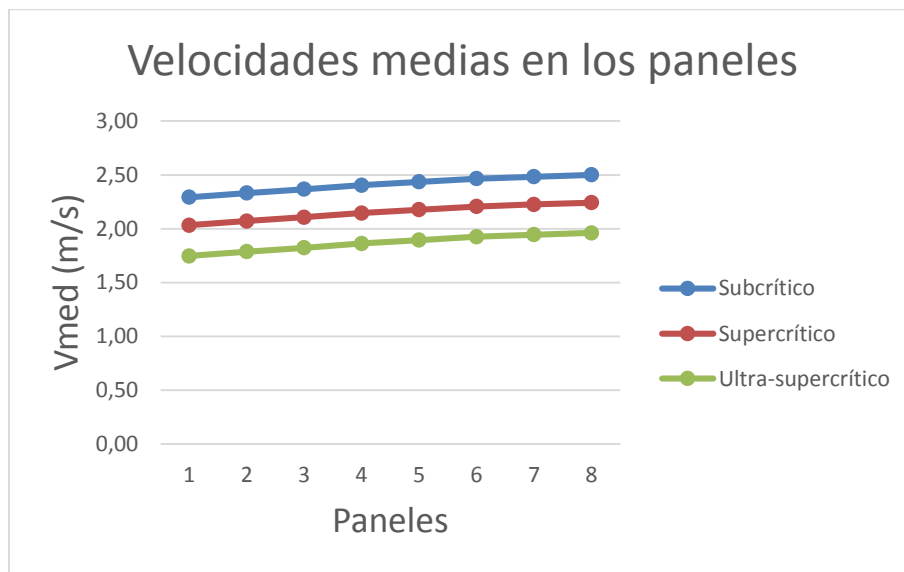


Figura 71. Evolución de las velocidades medias en los distintos paneles.

Si observamos la *figura 40* del apartado 3.1.4, se puede apreciar que la evolución de la densidad de las sales es linealmente decreciente con la temperatura. Esto explica entonces la aceleración de las sales, ya que si la densidad decrece, la única forma de que se conserve el gasto másico según la *ecuación 4.2* es que la velocidad aumente.

Esta mayor velocidad de las sales a medida que recorren los caminos de flujo, explica porque el incremento de temperatura de las sales a lo largo de los paneles iniciales es mayor que en los últimos paneles del receptor. Ya que, si las sales se mueven a mayor velocidad, se exponen durante menos tiempo al flujo de calor incidente y por tanto su incremento de temperatura es cada vez menor.

### 4.3 SELECCIÓN DE DISEÑOS

Una vez analizados los resultados obtenidos por ambos modelos del receptor para la configuración seleccionada, en este apartado se realizará una comparativa de todas las

configuraciones de receptor simuladas con el objetivo de seleccionar las tres más adecuadas para los tres casos de funcionamiento.

Para ello, primero será necesario establecer una serie de criterios que permitan determinar qué receptores son los más adecuados para cada modo de operación. Se tomarán en cuenta tres criterios de valoración:

- **Eficiencia.** En todo momento lo que se busca es obtener la configuración más eficiente dentro de las condiciones de operación, que cumpla con el resto de restricciones impuestas.
- **Caída de presión.** A términos de pérdida de carga, se establecerá un valor máximo de 20 bar. Por encima de ese valor podría resultar demasiado costoso hacer circular las sales por el receptor.
- **Temperatura máxima de película.** A pesar de que el *Incoloy 800H* mantiene buenas propiedades mecánicas a temperaturas superiores incluso de los 700°C, se desaconseja su uso con sales a partir de los 650°C. A partir de esta temperatura, las sales comienzan su descomposición y los daños causados por la corrosión se aceleran.

A continuación, se compararán los tres parámetros anteriormente mencionados para las distintas configuraciones de receptor en los tres modos de operación.

#### 4.3.1 FUNCIONAMIENTO SUBCRÍTICO

En primer lugar, compararemos la pérdida de carga en los receptores. La pérdida de carga total de los mismos se muestra en la *figura 72*, dónde quedan diferenciados según su número de paneles y diámetro exterior de los tubos.

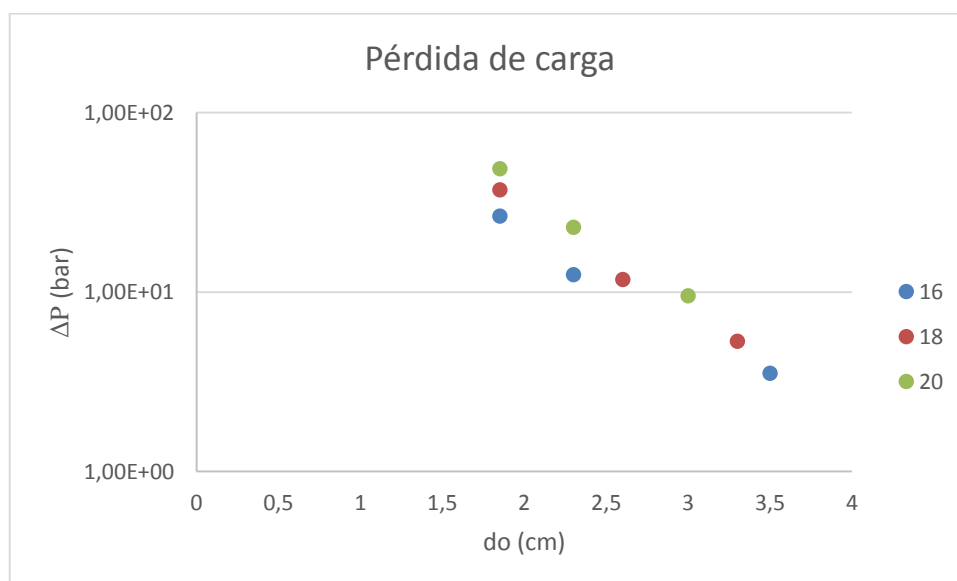
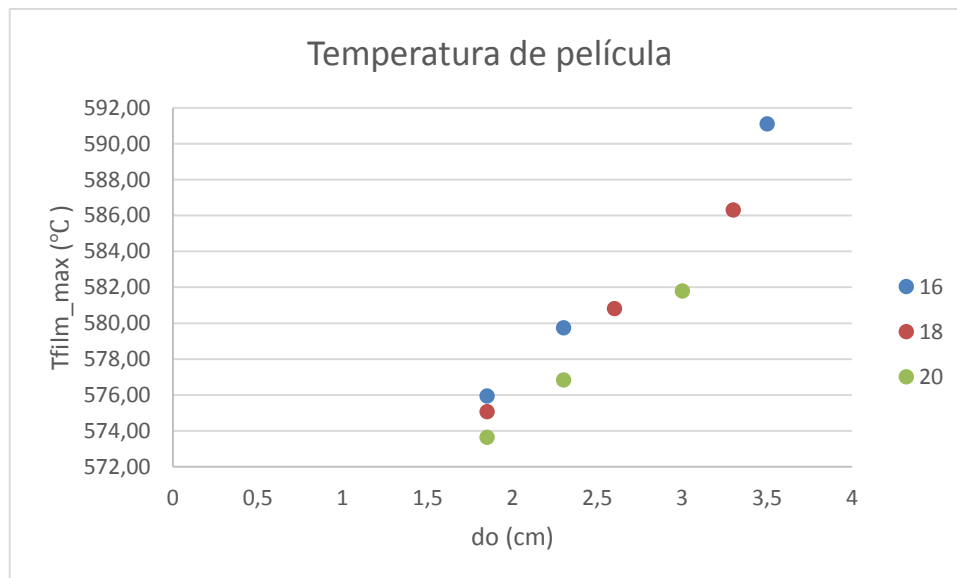


Figura 72. Comparación de la pérdida de carga en los distintos receptores para el modo de operación subcrítico.

Como se puede observar, las pérdidas de carga aumentan a medida que reducimos el diámetro de los tubos. Esto se debe a que al reducir la sección de paso la velocidad aumenta para poder conservar el gasto másico. Al aumentar la velocidad, de acuerdo a la ecuación de Darcy para las pérdidas de carga (*ecuación 3.43*), éstas crecen con el cuadrado de la velocidad.

Por otra parte, también se puede observar que para un mismo diámetro de los tubos, la caída de presión aumenta a medida que aumentamos el número de paneles. Esto tiene sentido, ya que cuántos más paneles tenga cada camino de flujo del receptor, mayor será la longitud que deban recorrer las sales hasta su salida, y por tanto mayores serán las pérdidas.

Por tanto, aquellas configuraciones con diámetros pequeños de tubo y un gran número de paneles, se exponen a mayores pérdidas de carga que supondrían un mayor consumo en bombas de circulación



*Figura 73. Comparación de la temperatura de película en los distintos receptores para el modo de operación subcrítico.*

A continuación, nos centraremos en la temperatura de película de los receptores, cuyos valores se muestran en la *figura 73*.

Como se puede apreciar, la temperatura máxima de película aumenta cuanto mayor sea el diámetro de los tubos del receptor. Este aumento de la temperatura de película se debe a la velocidad de las sales.

Al fluir más lento, el coeficiente convectivo de las sales en el interior de los tubos de mayor diámetro es menor, y por tanto no favorece la transferencia de calor entre la superficie de los tubos y las sales. Esto da lugar a que sea necesaria una mayor

temperatura en los tubos para poder transferir la energía necesaria a las sales, y hace que la temperatura de la capa de éstas cercana a los tubos sea mayor.

Por otra parte, también vemos que la temperatura máxima de película es mayor en aquellos receptores con un menor número de paneles. Al tener un menor recorrido, las sales necesitan absorber la misma cantidad de energía pero en menos tiempo, lo que obliga a que la temperatura de las paredes de los tubos sea mayor para conseguir transferir esa energía. Esto a su vez se traduce en mayores temperaturas de película.

Por tanto, podemos concluir que aquellas configuraciones con grandes diámetros de tubo y un bajo número de paneles, darán lugar a mayores tensiones térmicas y tubos más exigidos, ya que requerirán mayores temperaturas en su superficie.

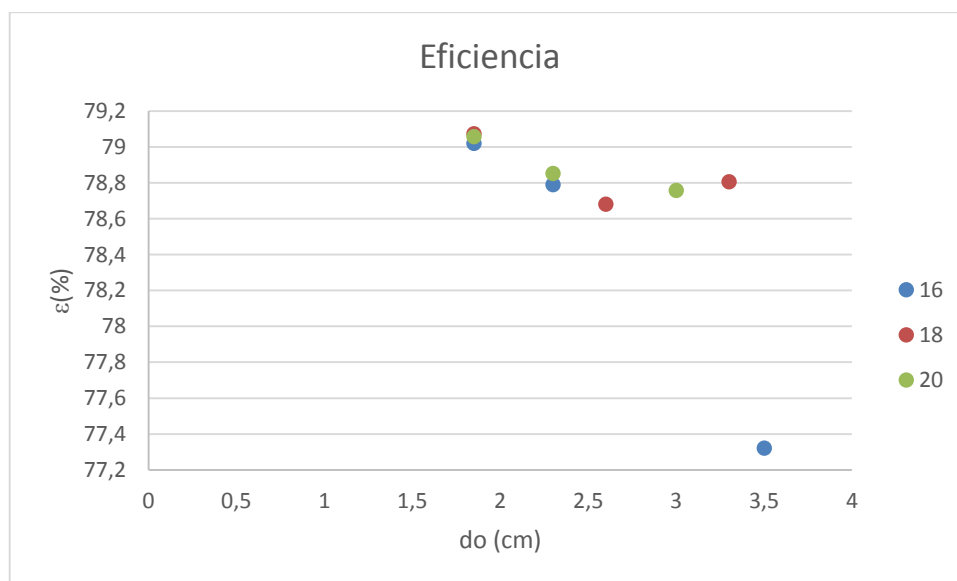


Figura 74. Comparación de la eficiencia térmica en los distintos receptores para el modo de operación subcrítico.

Por último, los valores de eficiencia térmica para los distintos receptores se muestran en la figura 74.

Se observa que las mejores eficiencias se dan para diámetros pequeños. Esto se debe nuevamente a la velocidad. Al aumentar la velocidad, ya se ha dicho que se mejora la transferencia de calor con las sales, y que por lo tanto las temperaturas necesarias en los tubos son menores. De esta forma, al tener menor temperatura en su superficie, las pérdidas por radiación y convección de los tubos son menores, lo que aumenta la eficiencia del receptor.

Por otra parte, la dependencia de la eficiencia con el número de paneles del receptor no parece tan clara. Por una parte tenemos que un menor número de paneles daría lugar a mayores temperaturas de superficie, y por tanto la eficiencia sería menor al aumentar las pérdidas. Sin embargo, un mayor número de paneles también aumenta la superficie total de tubos expuesta al ambiente, lo que hace que las pérdidas sean mayores.



Atendiendo a los criterios anteriormente expuestos, y a los resultados obtenidos, podemos decir que la mejor configuración para el funcionamiento subcrítico sería la de 18 paneles y diámetro exterior de 3.3 cm. Se trata de la configuración más eficiente ( $\varepsilon_{th} = 78.8048 \%$ ), dentro de las que cumplen con las limitaciones de presión ( $\Delta P_t = 5.32 \text{ bar}$ ) y temperatura máxima de película ( $T_{film} = 572.52 \text{ °C}$ ).

#### 4.3.2 FUNCIONAMIENTO SUPERCRÍTICO

En este caso los valores de los parámetros de selección de los receptores para el funcionamiento supercrítico son mostrados en las figuras 75, 76 y 77.

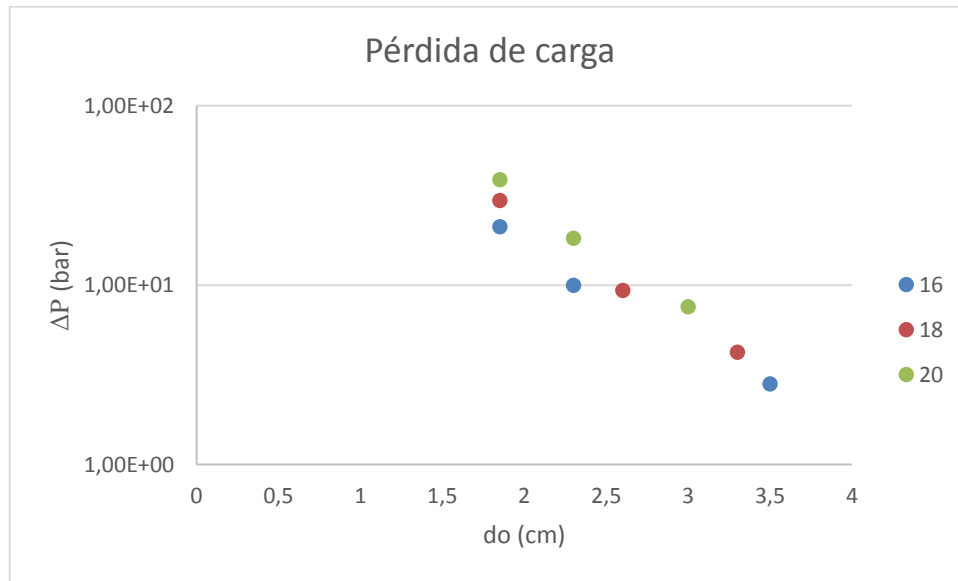


Figura 75. Comparación de la pérdida de carga en los distintos receptores para el modo de operación supercrítico.

Como se puede apreciar, la tendencia de los valores se mantiene respecto al caso subcrítico. Únicamente presentan valores menores que en el caso anterior debido a lo ya explicado en el apartado 4.2.

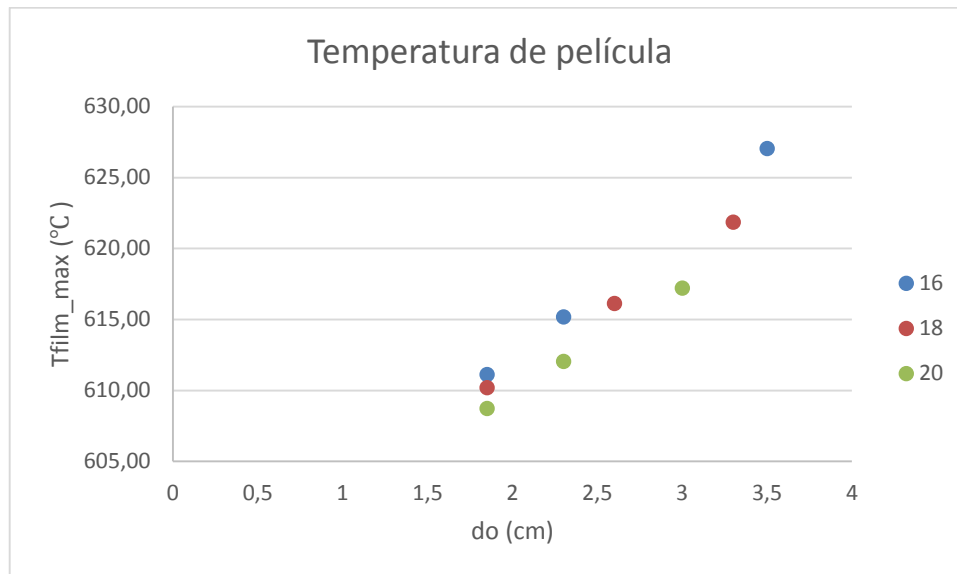


Figura 76. Comparación de la temperatura de película en los distintos receptores para el modo de operación supercrítico.

A términos de temperatura máxima de película, vemos que los receptores siguen sin dar problemas, ya que se mantienen por debajo del límite de 650°C.

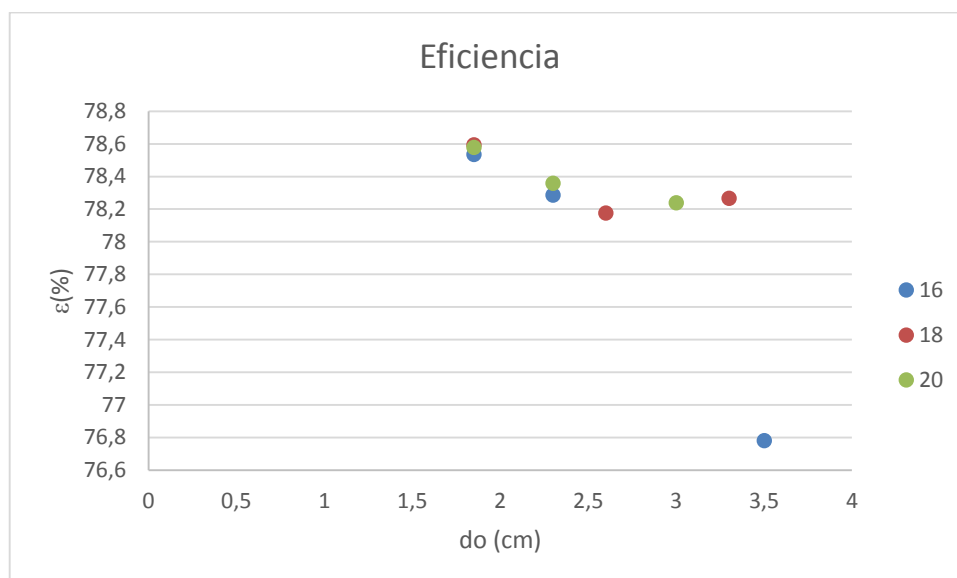


Figura 77. Comparación de la eficiencia térmica en los distintos receptores para el modo de operación supercrítico.

Observando los resultados mostrados, se puede concluir que la configuración más adecuada para el funcionamiento supercrítico es la de 20 paneles y diámetro de tubos de 2.3 cm. Presenta una caída de presión de 18.3 bar, lo que hace que sea bastante elevada pero dentro de los límites fijados. Su temperatura máxima de película es de 603.67°C y su eficiencia es del 78.36 %.

### 4.3.3 FUNCIONAMIENTO ULTRA-SUPERCRÍTICO

Los parámetros de selección de los receptores en el caso ultra-supercrítico se muestran en las figuras 78, 79 y 80.

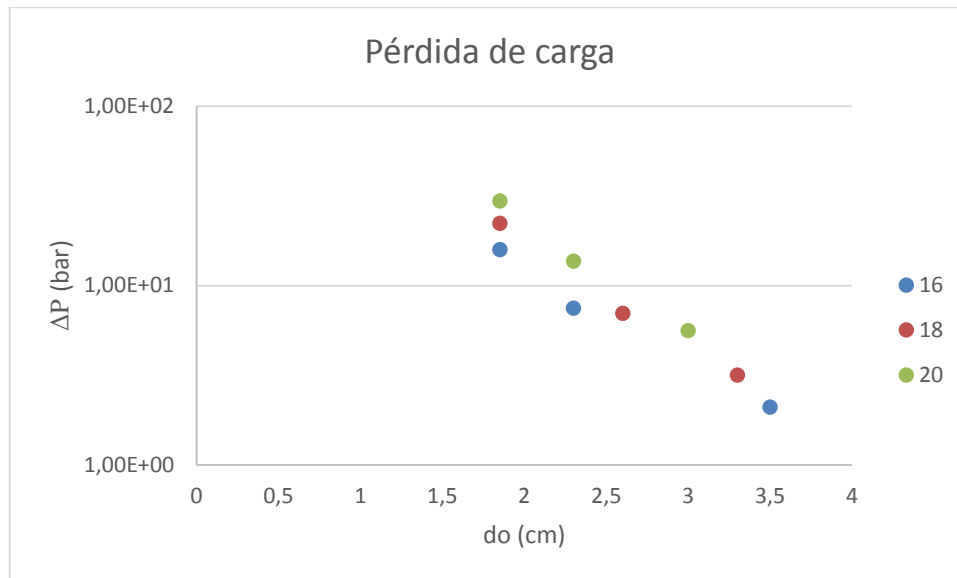


Figura 78. Comparación de la pérdida de carga en los distintos receptores para el modo de operación ultra-supercrítico.

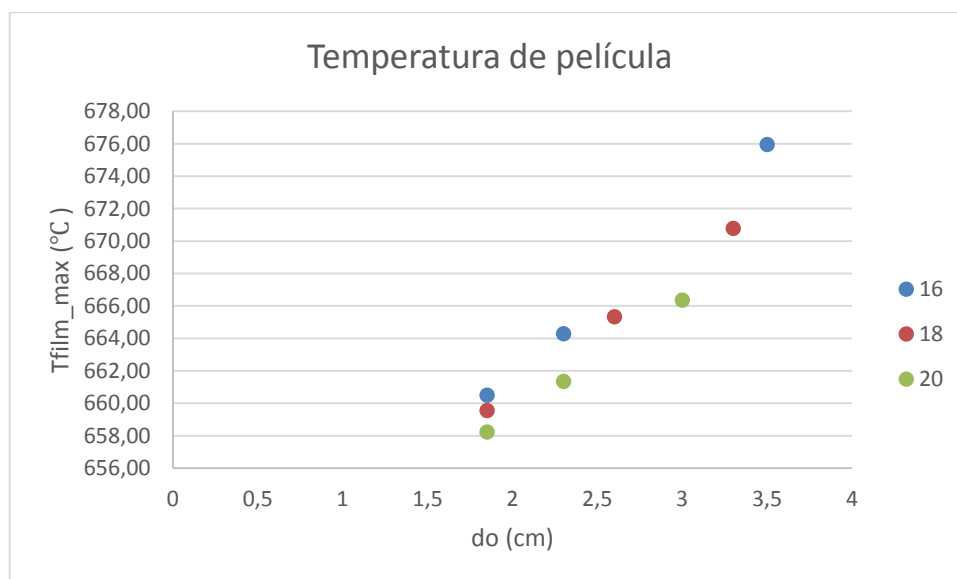


Figura 79. Comparación de la temperatura de película en los distintos receptores para el modo de operación ultra-supercrítico.

Como vemos en este caso existe un problema, ya que todos los receptores incumplen la temperatura máxima de película para el *Incoloy 800H*. Esto hace que sea necesario un material que pueda operar a mayores temperaturas con las sales como el *Haynes 230*. El problema es que este material presenta peores propiedades mecánicas a alta temperatura, por lo que puede que el tiempo de vida útil del receptor sea menor [54].

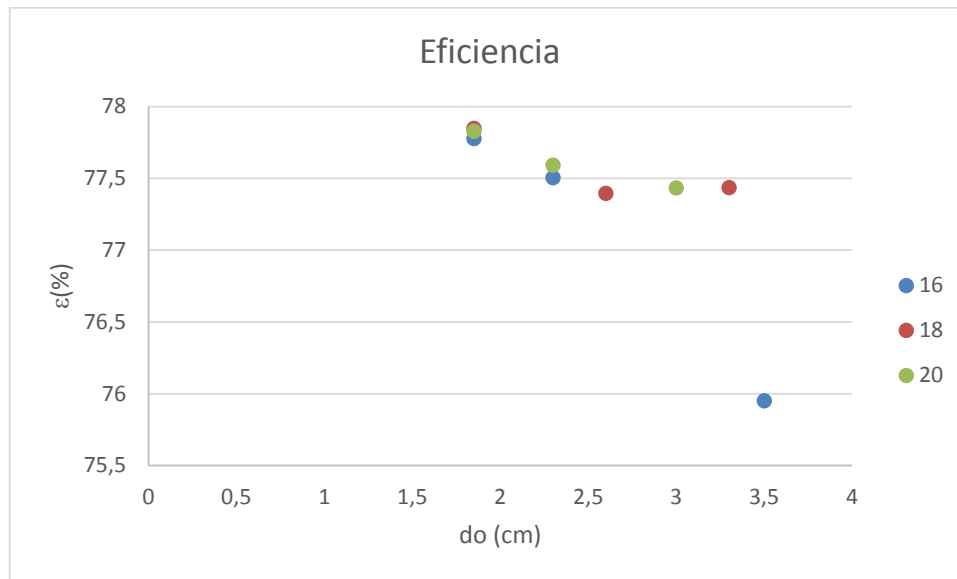


Figura 80. Comparación de la eficiencia térmica en los distintos receptores para el modo de operación ultra-supercrítico.

En este caso, a pesar de que ninguna de las configuraciones podría ser apta para trabajar en las condiciones ultra-supercríticas, se tomará la configuración más próxima teniendo en cuenta este hecho.

Se ha tomado como configuración más adecuada, la de 16 paneles y diámetro de los tubos igual a 1.85 cm. Su pérdida de carga es de 15.9 bares, por lo que entraría dentro de los límites de presión. Su eficiencia térmica es del 77.7767 % y su temperatura máxima de película es de 660.50°C, por lo que es la más cercana al límite impuesto que cumpla las restricciones de pérdida de carga.

#### 4.4 COMPARATIVA CON OTROS RECEPTORES

A términos de comparación con otros receptores o estudios, los receptores supercríticos y ultra-supercríticos no pueden compararse, ya que hasta el momento no existe nada igual. Sin embargo, si existen diversos estudios sobre receptores externos subcríticos.

Se han realizado estudios probando nuevas sistemas de receptores, como por ejemplo, utilizar elementos piramidales en vez de tubos para captar la radiación, alcanzando eficiencias de hasta el 91.2 % [55].

Pero en lo referente a receptores cilíndricos externos, existen estudios que muestran eficiencias del 80 % -90 %. Pero cabe decir, que en estos casos los modelos utilizados no contemplan variaciones circunferenciales de la temperatura en los tubos, lo que reduce las pérdidas térmicas y da lugar a mayores eficiencias. Aquellos que consideran variaciones circunferenciales de temperatura muestran eficiencias en un rango del 74-78% [47] para distintas geometrías de receptor, más similares a las obtenidas en este estudio.



Por lo tanto, podemos afirmar que los diseños de receptor obtenidos, al menos para el caso subcrítico, son similares a los obtenidos por otros estudios de receptores centrales [47].

## CAPÍTULO 5. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este apartado se realizará un breve análisis económico con el objetivo de determinar cuál sería la inversión necesaria en el receptor, la torre y en el campo de heliostatos, para los tres casos de estudio.

Únicamente se analizará la inversión necesaria en los tres elementos anteriormente citados sin incluir el sistema de almacenamiento y bloque de potencia, debido a la inexistencia de plantas de referencia para casos supercríticos y ultra-supercríticos. Además, la inclusión de dichos costes requeriría de un estudio más elaborado acerca del resto de elementos de la central y su dimensionamiento, como turbinas, tanques de almacenamiento, sistema de intercambiadores, etc. que quedan fuera de los límites de estudio del presente trabajo.

Dicho estudio económico puede dividirse en dos costes o inversiones principales: el campo de heliostatos, y la torre con el receptor.

### 5.1 CAMPO DE HELIOSTATOS

El campo de heliostatos, como ya se dijo, supone la mayor inversión de las tres partes principales de las centrales de torre de potencia. Sus dimensiones están directamente ligadas al receptor utilizado, por lo que será necesario determinar la superficie total requerida por nuestros modelos.

Para ello, la superficie reflectante total puede determinarse despejando la *ecuación 5.1*, a través de la potencia total incidente sobre el receptor, el rendimiento del campo de heliostatos y la radiación incidente sobre éste.

$$Q_{hel\ total} = A_{reflectante} \cdot \eta_{campo\ solar} \cdot DNI \quad (5.1)$$

Dónde:

$Q_{hel\ total}$ : Potencia térmica total incidente sobre el receptor en cada uno de los casos de estudio [W].

$A_{reflectante}$ : Área total de espejos utilizada para concentrar la radiación [m<sup>2</sup>].

$\eta_{campo\ solar}$ : Rendimiento del campo solar [-].

$DNI$  : Radiación directa incidente [W/m<sup>2</sup>].

Para el cálculo se ha tomado una radiación directa incidente de 0.385 kW/m<sup>2</sup>, valor medio en la localidad de Fuentes de Andalucía, Sevilla [58]. Se ha tomado este emplazamiento para la referencia de radiación, ya que en sus proximidades se encuentra la central termosolar Gemasolar.

Respecto al rendimiento del campo solar, se ha tomado un valor pico de 75 % basado en estudios realizados en el proyecto *ECOSTAR (European Concentrated Solar Road-Mapping)* [56] sobre centrales de torre de potencia con sistema de almacenamiento de sales fundidas.

Haciendo uso de la *ecuación 5.1* las áreas obtenidas han sido las siguientes:

$$A_{\text{reflectante subcrítica}} = \frac{152.32 \cdot 10^6 [W]}{0.75 \cdot 385 \left[ \frac{W}{m^2} \right]} = 527.515,15 m^2 \quad (5.2)$$

$$A_{\text{reflectante supercrítica}} = \frac{153.11 \cdot 10^6 [W]}{0.75 \cdot 385 \left[ \frac{W}{m^2} \right]} = 530.251,08 m^2 \quad (5.3)$$

$$A_{\text{reflectante ultra-supercrítica}} = \frac{154,26 \cdot 10^6 [W]}{0.75 \cdot 385 \left[ \frac{W}{m^2} \right]} = 534.233,77 m^2 \quad (5.4)$$

Por otra parte, para determinar la extensión total de la planta, se tomará una relación de superficie de terreno entre superficie de heliostatos como la presente en la central Gemasolar, e igual a  $6.399 \frac{m^2 \text{ terreno}}{m^2 \text{ heliostato}}$  [57].

Respecto al tamaño de los heliostatos, se tomará cada uno con una superficie reflectante igual a  $121,34 m^2$  [56]. De esta forma, a partir de la superficie total reflectante es posible determinar el número de heliostatos totales en cada caso.

$$N^{\circ} \text{ heliostatos subcrítico} = \frac{527.515,15 m^2}{121,34 \frac{m^2}{\text{heliostato}}} = 4347,41 \approx 4348 \quad (5.5)$$

$$N^{\circ} \text{ heliostatos supercrítico} = \frac{530.251,08 m^2}{121,34 \frac{m^2}{\text{heliostato}}} = 4369,96 \approx 4370 \quad (5.6)$$

$$N^{\circ} \text{ heliostatos ultra - supercrítico} = \frac{534.233,77 m^2}{121,34 \frac{m^2}{\text{heliostato}}} = 4402,78 \approx 4403 \quad (5.7)$$

Como se puede observar, se ha redondeado el número total de heliostatos lo que hará que la superficie de heliostatos total sea algo mayor que la calculada en las ecuaciones 5.2, 5.3 y 5.4.

A continuación, para determinar la inversión del campo solar, se han tomado valores de costes como los mostrados en el estudio *ECOSTAR* [56]:

- Coste por  $m^2$  de heliostato = 150 €/m<sup>2</sup>





- Coste del  $m^2$  de terreno = 2 €/m<sup>2</sup>

Donde el coste por  $m^2$  de heliostatos incluye los costes materiales y de instalación de los mismos.

Finalmente, los costes totales para el campo solar en los distintos casos de estudio son los siguientes:

#### **Receptor subcrítico:**

$$\text{Coste heliostatos} = 527.586,32 \text{ m}^2 \cdot 150 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 79.137.948 \text{ €} \quad (5.8)$$

$$\text{Coste terreno} = 527.586,32 \text{ m}^2 \cdot 6,399 \frac{\text{m}^2 \text{ terreno}}{\text{m}^2 \text{ heliostato}} \cdot 2 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 6.752.049,72 \text{ €} \quad (5.9)$$

#### **Receptor supercrítico:**

$$\text{Coste heliostatos} = 530.255,8 \text{ m}^2 \cdot 150 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 79.538.370 \text{ €} \quad (5.10)$$

$$\text{Coste terreno} = 530.255,8 \text{ m}^2 \cdot 6,399 \frac{\text{m}^2 \text{ terreno}}{\text{m}^2 \text{ heliostato}} \cdot 2 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 6.786.213,73 \text{ €} \quad (5.11)$$

#### **Receptor ultra-supercrítico:**

$$\text{Coste heliostatos} = 534.260,02 \text{ m}^2 \cdot 150 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 80.139.003 \text{ €} \quad (5.12)$$

$$\text{Coste terreno} = 534.260,02 \text{ m}^2 \cdot 6,399 \frac{\text{m}^2 \text{ terreno}}{\text{m}^2 \text{ heliostato}} \cdot 2 \frac{\text{€}}{\text{m}^2} = 6.837.459,74 \text{ €} \quad (5.13)$$

## **5.2 RECEPTOR Y TORRE**

Dentro de la inversión de este tipo de plantas, el receptor y la torre suponen el segundo mayor desembolso después del campo de heliostatos.

En primer lugar, se determinará el coste de la torre. Para ello se supondrá que los tres receptores de estudio operan sobre una torre de 120 m, por lo que el coste de todos será común [56]:

$$\text{Coste torre} = 2.000.000 \text{ €} \quad (5.14)$$

Respecto al receptor, su coste puede ser determinado a partir de la potencia térmica nominal del mismo. Nuevamente, este coste es común para todos los receptores ya que todos ellos presentan la misma potencia nominal. Para el cálculo, se tomará el siguiente valor de coste [56]:

- Coste por potencia térmica del receptor = 125 €/kW<sub>th</sub>

Por tanto, el coste total del receptor en todos los casos sería:

$$\text{Coste receptor} = 120 \text{ MW}_{th} \cdot 10^3 \frac{\text{kWh}_{th}}{\text{MW}_{th}} \cdot 125 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{th}} = 15.000.000 \text{ €} \quad (5.15)$$

## 5.4 COSTE POR POTENCIA INSTALADA

Una vez determinados los distintos costes de los receptores, es posible calcular la inversión por megavatio térmico del receptor, lo que nos dará una medida económica para comparar los mismos.

### Receptor subcrítico:

En la *tabla 20* se muestran los distintos costes del estudio, así como la inversión total.

Coste heliostatos	79.137.948 €
Coste terreno	6.752.049,72 €
Coste torre	2.000.000 €
Coste receptor	15.000.000 €
<b>Inversión total</b>	<b>102.889.997,7 €</b>

*Tabla 20. Tabla de costes e inversión total para el caso subcrítico.*

El coste por megavatio térmico del receptor será entonces:

$$\text{Coste por MW}_{th} = \frac{102.889.997,7 \text{ €}}{120 \text{ MW}_{th}} = 857.416,65 \frac{\text{€}}{\text{MW}_{th}} \quad (5.16)$$

### Receptor supercrítico:

En la *tabla 21* se muestran los distintos costes del estudio, así como la inversión total.

Coste heliostatos	79.538.370 €
Coste terreno	6.786.213,73 €
Coste torre	2.000.000 €
Coste receptor	15.000.000 €
<b>Inversión total</b>	<b>103.324.584 €</b>

*Tabla 21. Tabla de costes e inversión total para el caso supercrítico.*

El coste por megavatio térmico del receptor será entonces:

$$\text{Coste por MW}_{th} = \frac{103.324.584 \text{ €}}{120 \text{ MW}_{th}} = 861.038,2 \frac{\text{€}}{\text{MW}_{th}} \quad (5.17)$$

### Receptor ultra-supercrítico:

En la *tabla 22* se muestran los distintos costes del estudio, así como la inversión total.

Coste heliostatos	80.139.003 €
Coste terreno	6.837.459,74 €
Coste torre	2.000.000 €
Coste receptor	15.000.000 €
<b>Inversión total</b>	<b>103.976.463 €</b>

*Tabla 22. Tabla de costes e inversión total para el caso ultra-supercrítico.*

El coste por megavatio térmico del receptor será entonces:

$$\text{Coste por } MW_{th} = \frac{103.976.463 \text{ €}}{120 MW_{th}} = 866.470,53 \frac{\text{€}}{MW_{th}} \quad (5.18)$$

Como se puede apreciar, la menor inversión por megavatio térmico la presenta el receptor subcrítico. Esto era de esperar ya que la energía necesaria es la menor de las tres al presentar una mayor eficiencia.

En segundo lugar se encuentra el receptor supercrítico, ya que presenta el valor intermedio de eficiencia, y por último el ultra-supercrítico con la mayor inversión de los tres receptores al tener la menor eficiencia.

Considerando solo los elementos de la central estudiados era de esperar el resultado obtenido. Sin embargo, no se puede afirmar completamente que el receptor ultra-supercrítico suponga el mayor desembolso de los tres. Para ello sería necesario evaluar el funcionamiento de los ciclos de potencia asociados a cada receptor, para determinar la ganancia obtenida al aumentar el rendimiento del mismo en las condiciones supercríticas y ultra-supercríticas.

Los resultados obtenidos permiten demostrar el impacto que supone el diseño de receptor elegido tanto en las dimensiones del campo solar como en los costes de la central entera. De esta forma, maximizar la eficiencia térmica permite reducir la inversión total al reducir la superficie reflectante de heliostatos necesaria.



## CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES

Tras haber realizado el estudio, los resultados obtenidos han permitido evaluar el funcionamiento de las distintas configuraciones de receptor central externo consideradas, así como la influencia en el mismo de los distintos parámetros de diseño.

Por una parte los resultados obtenidos a partir del modelo hidrodinámico muestran que, para minimizar pérdidas de carga, se deben escoger configuraciones de receptor que presenten grandes diámetros de tubo y un menor número de paneles.

Por otra parte, los resultados obtenidos por el modelo térmico indican que las configuraciones que presentan las mayores eficiencias térmicas son aquellas con pequeños diámetros de tubo y un número de paneles intermedio.

De esta forma, encontramos que las configuraciones destinadas a minimizar las caídas de presión chocan con las utilizadas para mejorar la eficiencia térmica. Esto hace que sea necesario buscar configuraciones intermedias en función de la importancia concedida a cada uno de los criterios expresados.

También se ha comprobado, que en todos los regímenes de funcionamiento las zonas más exigidas de los receptores se encuentran en las caras Este y Oeste de los mismos, dónde la temperatura superficial de los tubos es máxima. Es por ello que deberán ser consideradas en la selección de materiales de tubo, ya que en ellas tendrán lugar los mayores estreses térmicos.

Los resultados del estudio también muestran que las pérdidas más significativas son las producidas por radiación. Será necesario, entonces, el uso de pinturas o recubrimientos selectivos de baja emisividad y alta absorptividad que minimicen la energía emitida y maximicen la absorbida, así configuraciones con menores temperaturas superficiales para conseguir minimizar su efecto.

Otra de las principales conclusiones del estudio es la importancia de considerar variaciones circunferenciales en la superficie de los tubos a la hora de diseñar receptores. De esta forma, se ha comprobado que el modelado con variaciones circunferenciales da lugar a menores eficiencias térmicas y se aproxima de forma más al comportamiento real de los receptores.

Respecto al estudio de los distintos modos de operación, los resultados permiten concluir lo siguiente:

**Receptor subcrítico:**

Al requerir de un mayor gasto másico de sales, los receptores subcríticos se encuentran más limitados por las pérdidas de carga que los otros receptores, lo que hace que requieran de mayores diámetros de tubo.

Por otra parte, no presentan problemas a términos de materiales y descomposición de las sales, puesto que muestran temperaturas máximas de película inferiores al máximo recomendado para su uso en aplicaciones solares (600°C [50]).

Respecto a su eficiencia, presentan los mayores valores de todos los estudiados debido a su menor temperatura de operación, lo que repercute directamente en su coste al requerir de menores superficies de heliostatos.

Esto hace que las centrales con receptores subcríticos y sistemas de sales fundidas se encuentren implantadas a nivel comercial en la actualidad y existan diversos proyectos futuros de este tipo (*Crescent Dunes* [43]).

**Receptor supercrítico:**

Los resultados obtenidos muestran que los receptores supercríticos permiten emplear menores diámetros de tubo al presentar pérdidas de carga menores como consecuencia del menor gasto másico de sales.

En términos de materiales, las máximas temperaturas de película sobrepasan los límites recomendados pero se encuentran dentro del rango para el uso del material *Incoloy 800H* (650°C [49]). Es por ello que sus condiciones de operación son un poco limitantes y podrían dar problemas. Sin embargo, puede que sea posible su uso futuro con nuevos fluidos alternativos de trabajo y materiales del receptor.

La eficiencia es menor que en los receptores subcríticos debido a sus mayores temperaturas de operación, lo que hace que presenten mayores costes en el campo solar, pero que podrían llegar a ser compensados gracias al aumento de rendimiento conseguido en la producción energética del ciclo bajo condiciones supercríticas.

Esto permite concluir que los receptores supercríticos pueden suponer una gran mejora en la producción energética de centrales de torre central si se continúa su investigación.

**Receptor ultra-supercrítico:**

Este tipo de receptores presentan la ventaja de ofrecer las menores pérdidas de carga de los tres casos de estudio, lo que permite el uso de pequeños diámetros de tubo que contribuyen a aumentar la eficiencia.

A pesar de esto, las mayores temperaturas necesarias hacen que las pérdidas también aumenten en mayor proporción, dando lugar a menores valores de eficiencia. Esto hace



que los receptores ultra-supercríticos presenten mayores dimensiones del campo solar y por tanto sus costes también son superiores

Por otra parte, el estudio realizado permite concluir que los receptores ultra-supercríticos funcionando con un sistema de almacenamiento de sales no son posibles en la actualidad. Ninguna de las configuraciones simuladas resultó apta para su puesta en funcionamiento debido a sus elevadas temperaturas de película, que rozan la descomposición total de las sales. Esto conlleva graves problemas de corrosión que darían lugar a daños severos en los tubos.

Una alternativa podría ser el uso de materiales como el *Haynes 230* que permite trabajar a mayores temperaturas, pero que en cambio presenta peores propiedades mecánicas que el *Incoloy 800H*, por lo que podría no soportar el estrés térmico producido en los tubos.

Otra posible solución sería aumentar la velocidad de las sales para aumentar el coeficiente convectivo interno y mejorar la transferencia de calor, lo que reduciría la temperatura de los tubos y de película. El problema es que al aumentar la velocidad estaríamos aumentando, a su vez, la pérdida de carga.

En definitiva, tras el estudio, se puede afirmar que la tecnología actual aún se encuentra lejos de conseguir este tipo de receptores a nivel comercial utilizando sistemas de almacenamiento de sales. Sería necesario, entonces, estudiar posibles alternativas utilizando distintos modelos de receptor.

# ANEXOS

## ANEXO I – CÁLCULO DE LOS FACTORES DE VISIÓN

El modelo térmico propuesto para la simulación de nuestros receptores centrales se basa en la resolución del sistema de intercambio por radiación planteado entre las distintas superficies que conforman el recinto. Para poder resolver dicho sistema es necesario determinar los factores de visión con los cuales las distintas superficies intercambian calor por radiación. Estos factores de visión nos indican la fracción energía interceptada por una superficie procedente de otra superficie del recinto respecto a la energía total emitida por ésta.

$$F_{i \rightarrow j} = \frac{\text{Energía interceptada por } j \text{ procedente de } i}{\text{Energía total emitida por } i} \quad (1.1)$$

En algunos casos las expresiones de los factores de visión se encuentran tabuladas, pero suelen tratarse de geometrías concretas con distribuciones de las superficies implicadas relativamente sencillas. No obstante, es posible calcular los factores de visión para geometrías más complejas a través de diversos métodos como: “*the crossed-string method*”, “*the unit sphere method*” y “*the inside-sphere method*”. Todos ellos permiten determinar los factores de visión implicados en recintos con distribuciones superficiales complejas, donde además haciendo uso del álgebra de factores de visión se consigue simplificar el proceso de cálculo.

Es por ello que puede resultar de interés comenzar enunciando los principios del álgebra de factores de visión:

### 1. Relación de reciprocidad.

Dos superficies capaces de intercambiar calor por radiación mantienen una relación entre sus áreas y factores de visión marcada por la *ecuación 1.2*.

$$F_{ij} \cdot A_i = F_{ji} \cdot A_j \quad (1.2)$$

### 2. Suma de factores de visión en recintos cerrados.

Dado un recinto cerrado, o en el cual pueda realizarse la aproximación de recinto cerrado, el sumatorio de los factores de visión desde una superficie al resto de superficies del recinto, incluido ella misma, debe ser la unidad.

$$\sum_{j=1}^N F_{i \rightarrow j} = 1 \quad (1.3)$$

### 3. Superposición de factores de visión.

Dada una superficie formada por varias partes el factor de visión desde una segunda superficie al total de la primera superficie será igual a la suma de los factores de visión de la segunda superficie a las distintas partes de la primera.

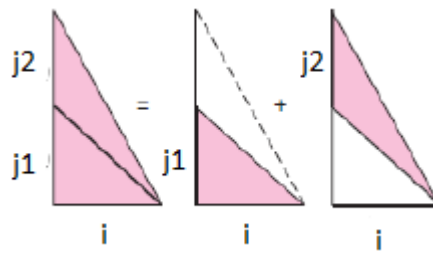


Figura 81. Ejemplo de superficies de intercambio de calor por radiación.

$$F_{i \rightarrow (j1, j2)} = F_{i \rightarrow j1} + F_{i \rightarrow j2} \quad (1.4)$$

### 4. Simetría

Dos superficies simétricas respecto a una tercera tendrán el mismo factor de visión respecto a esa misma superficie.



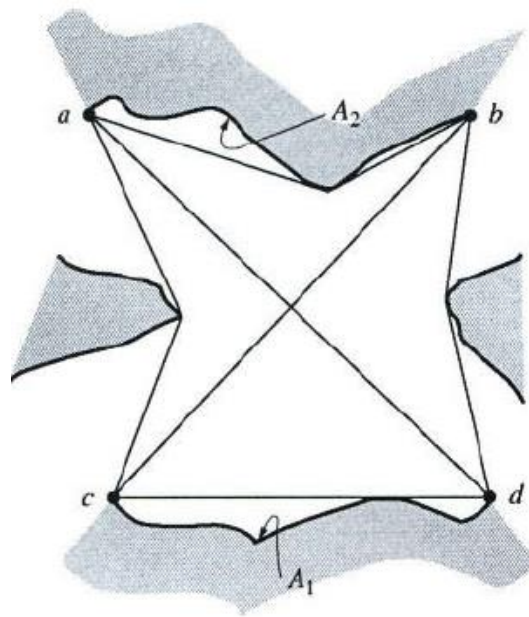
Figura 82. Ejemplo superficies simétricas de intercambio de calor por radiación.

$$F_{i \rightarrow j} = F_{i \rightarrow k} \quad (1.5)$$

## I.1 MÉTODO DE LAS CUERDAS CRUZADAS (CROSSED-STRING METHOD)



En nuestro caso el método utilizado para determinar los factores de visión del sistema formado por los tubos del receptor y sus particiones, el cielo y el refractario es el llamado método de las cuerdas cruzadas. Debido a que las superficies implicadas en nuestro sistema pueden ser consideradas como infinitamente largas y el recinto es de sección constante, conviene utilizar el método de las cuerdas cruzadas ya que nos permite tratar el problema de forma bidimensional. Para entender en que consiste consideremos el recinto representado en la *figura 83*.



*Figura 83. Ejemplo de recinto para la demostración del método de cuerdas [52].*

La *figura 83* se corresponde con la sección transversal de un recinto que en primera aproximación podemos considerar como infinitamente largo. Como se puede ver el recinto presenta superficies irregulares que combinan zonas cóncavas y convexas que impiden aproximar a algún tipo de geometría sencilla.

En este caso se quiere calcular el factor de visión entre las superficies 1 y 2. Como podemos observar las otras superficies del recinto llegan a obstruir la visión entre las dos superficies implicadas lo que dificulta el cálculo del factor de visión deseado. Para resolver el problema a través del método de las cuerdas cruzadas primero fijamos los puntos extremos de las superficies a relacionar, que en este caso se corresponden con los puntos a, b, c y d. Una vez fijados los puntos, trazamos líneas rectas entre los distintos puntos y en caso de que alguna de ellas se vea obstruida por otra superficie, los puntos se unen como si se tratará de una cuerda tensa fijada en sus dos extremos por alfileres (como la línea ac por ejemplo).



Una vez unidos los puntos extremos tomaremos cada una de las “cuerdas” creadas como superficies imaginarias, de forma que tendríamos 6 superficies diferentes. Tomemos ahora el triángulo formado por las superficies Aab, Abc y Aac, como un recinto cerrado por lo que haciendo uso de la ecuación A.3 aplicada a cada una de las superficies podemos plantear el siguiente sistema de ecuaciones:

$$F_{ab \rightarrow ab} + F_{ab \rightarrow ac} + F_{ab \rightarrow bc} = 1 \quad (1.6a)$$

$$F_{ac \rightarrow ab} + F_{ac \rightarrow ac} + F_{ac \rightarrow bc} = 1 \quad (1.6b)$$

$$F_{bc \rightarrow ab} + F_{bc \rightarrow ac} + F_{bc \rightarrow bc} = 1 \quad (1.6c)$$

Es fácil notar que, como las superficies formadas a través de este método simulan cuerdas tensadas, no pueden darse superficies cóncavas por lo que los factores de visión de cada superficie hacia ella misma siempre son cero ( $F_{ab \rightarrow ab} = F_{ac \rightarrow ac} = F_{bc \rightarrow bc} = 0$ ). De esta forma, si multiplicamos cada expresión por la superficie de la cual se ha obtenido dicha expresión, se obtiene el sistema formado por las ecuaciones A.7.

$$A_{ab}F_{ab \rightarrow ac} + A_{ab}F_{ab \rightarrow bc} = A_{ab} \quad (1.7a)$$

$$A_{ac}F_{ac \rightarrow ab} + A_{ac}F_{ac \rightarrow bc} = A_{ac} \quad (1.7b)$$

$$A_{bc}F_{bc \rightarrow ab} + A_{bc}F_{bc \rightarrow ac} = A_{bc} \quad (1.7c)$$

El sistema de ecuaciones presenta 6 factores de visión desconocidos pero, haciendo uso de la relación de reciprocidad de los factores de visión, se puede conseguir reducir el número de incógnitas de forma que sea posible resolver.

$$A_{ab}F_{ab \rightarrow ac} + A_{ab}F_{ab \rightarrow bc} = A_{ab} \quad (1.8a)$$

$$A_{ab}F_{ab \rightarrow ac} + A_{ac}F_{ac \rightarrow bc} = A_{ac} \quad (1.8b)$$

$$A_{ab}F_{ab \rightarrow bc} + A_{ac}F_{ac \rightarrow bc} = A_{bc} \quad (1.8c)$$

Si sumamos las expresiones 1.8a y 1.8b, y posteriormente restamos la expresión 1.8c obtenemos la expresión 1.9, la cual nos determina el factor  $F_{ab \rightarrow ac}$  mediante las áreas implicadas en el triángulo. Aunque se puede apreciar que el resultado obtenido es válido para las superficies de cualquier triángulo y de esta forma lo que la expresión 1.9 nos indica es que el factor de visión entre dos superficies de un recinto triangular es igual a la suma de las áreas de dichas superficies menos el tercer área del recinto, todo ello dividido por dos veces el área respecto a la cual se calcula el factor de visión.

$$F_{ab \rightarrow ac} = \frac{A_{ab} + A_{ac} - A_{bc}}{2A_{ab}} \quad (1.9)$$

Puesto que el resultado es válido para cualquier triángulo, podemos aplicar lo mismo al triángulo formado por las superficies  $A_{ab}$ ,  $A_{ad}$  y  $A_{bd}$ . De esta forma el factor  $F_{ab \rightarrow bd}$  quedaría:

$$F_{ab \rightarrow bd} = \frac{A_{ab} + A_{bd} - A_{ad}}{2A_{ab}} \quad (1.10)$$

Si ahora volvemos a considerar el recinto entero y aplicamos la ecuación 1.3 a la superficie  $A_{ab}$ :

$$F_{ab \rightarrow ac} + F_{ab \rightarrow bd} + F_{ab \rightarrow cd} + F_{ab \rightarrow ab} = 1 \quad (1.11)$$

De la ecuación 1.11 podemos despejar, entonces, el factor de visión  $F_{ab \rightarrow cd}$  ya que el resto de factores de visión son conocidos o valen cero.

$$F_{ab \rightarrow cd} = 1 - \frac{A_{ab} + A_{ac} - A_{bc}}{2A_{ab}} - \frac{A_{ab} + A_{bd} - A_{ad}}{2A_{ab}} - 0 \quad (1.12)$$

$$F_{ab \rightarrow cd} = \frac{(A_{bc} + A_{ad}) - (A_{ac} + A_{bd})}{2A_{ab}} \quad (1.13)$$

Lo que nosotros queremos es obtener el factor de visión entre las superficies 1 y 2 por ello el factor  $F_{ab \rightarrow cd}$  aun no nos sirve ya que relaciona las cuerdas tensas de las superficies y no las superficies originales. Sin embargo, sabemos que toda la radiación procedente de la superficie  $A_{ab}$  que llega a  $A_{cd}$  alcanzará a su vez a la superficie  $A_1$ , y que, además, toda la radiación que va de  $A_{ab}$  a  $A_1$  tiene que pasar a través de la superficie  $A_{cd}$ . Aplicando este mismo razonamiento para la superficie  $A_2$ , podemos llegar a relacionar las superficies originales con las formadas por las cuerdas y obtener el factor de visión que buscamos.

$$F_{ab \rightarrow cd} = F_{ab \rightarrow 1} \quad (1.14)$$

$$F_{ab \rightarrow cd} = F_{ab \rightarrow 1} = \frac{A_1}{A_{ab}} F_{1 \rightarrow ab} = \frac{A_1}{A_{ab}} F_{1 \rightarrow 2} \quad (1.15)$$

De esta forma finalmente el factor que buscábamos quedaría:

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{(A_{bc} + A_{ad}) - (A_{ac} + A_{bd})}{2A_1} \quad (I.16)$$

Puesto que el método se ha deducido para una superficie irregular cualquiera, se podría generalizar la expresión anterior teniendo en cuenta que los términos del numerador se refieren a las diagonales y a las cuerdas laterales, obteniendo así la expresión general del método de las cuerdas cruzadas para superficies generalizadas.

$$F_{ij} = \frac{\text{Diagonales} - \text{Superficies laterales}}{2 \cdot \text{Área original}} \quad (I.17)$$

## I.2 EJEMPLO FACTOR DE VISIÓN DE TUBOS SIMPLES

Antes de aplicar el método de las cuerdas cruzadas a los tubos de nuestro receptor haremos un ejemplo de su uso para un modelo de tubos sin particiones, lo que hace que el sistema de radiación considerado presente solo tres superficies: los tubos como una única superficie, el cielo y el refractario.

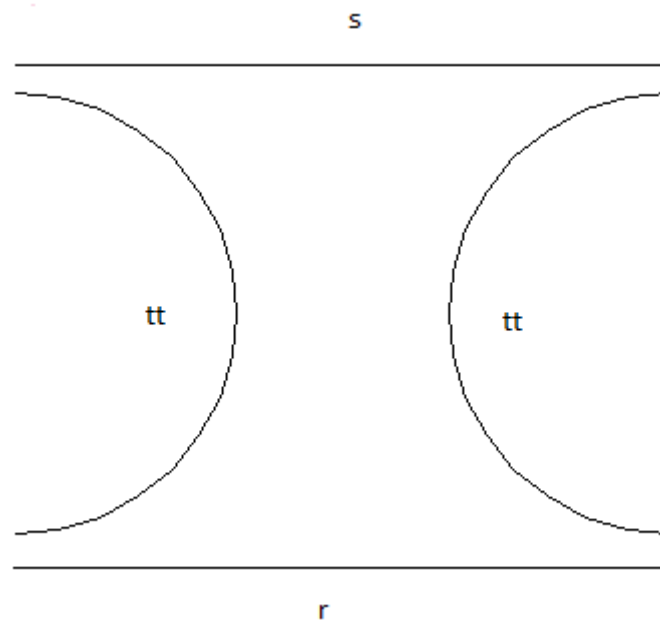


Figura 84. Esquema modelizado simplificado del sistema de intercambio de radiación.

Para determinar el factor de visión entre las superficies de los tubos  $F_{tt-tt}$  primero fijamos los puntos extremos de las superficies en cuestión y disponemos las cuerdas que unen los puntos. Al tratarse de un problema bidimensional, el cálculo de las superficies se limita al cálculo de longitudes en el plano.

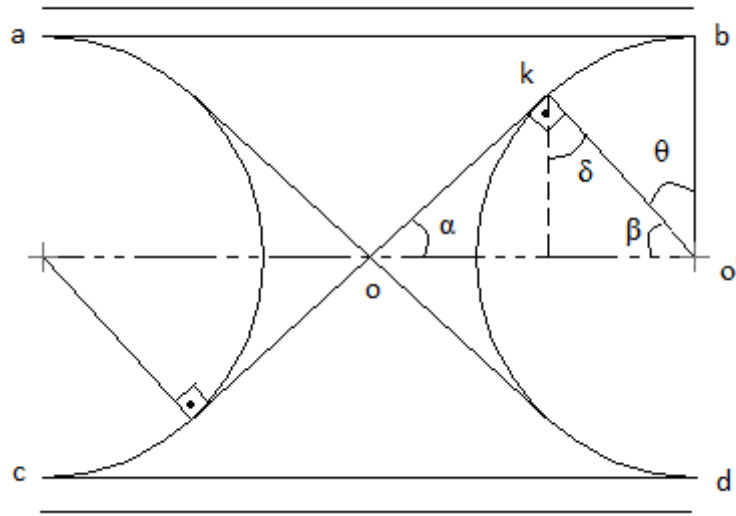


Figura 85. Esquema del modelizado simplificado de tubos con "cuerdas" y puntos de interés para el método de las cuerdas cruzadas.

Como se puede observar las superficies laterales se corresponderían con las rectas  $ab$  y  $cd$  cuya longitud es  $ab = cd = B + D$ , donde  $D$  es el diámetro exterior de los tubos y  $Pt$  es el "Pitch" o distancia entre centros de tubos. Por otra parte, el área original para el cálculo del factor de visión sería igual a la longitud de la semicircunferencia de los tubos, puesto que el factor de visión que estamos calculando es el de una de las superficies de los tubos hasta la otra, por lo que  $A_{tt} = \frac{\pi D}{2}$ . Es por ello que solo nos quedaría por obtener para poder calcular el factor de visión sería la longitud de las diagonales  $ad$  y  $cb$ .

Para simplificar la notación de las expresiones resultantes vamos a definir el parámetro adimensional  $x = 1 + \frac{B}{D}$ , donde  $B$  es la separación entre tubos.

Para comenzar con el cálculo de las diagonales podemos apreciar que éstas están compuestas por una parte recta tangente a ambas circunferencias y dos pequeños arcos formados por el hecho de que las cuerdas se encuentran tensas. Gracias a la simetría que presenta el problema, para obtener las longitudes que necesitamos nos basta con determinar la longitud de uno de los cuatro arcos formados y de la mitad de una de las rectas tangentes.

Para la longitud de la mitad de la recta tangente nos fijamos en el triángulo rectángulo  $oko'$ , donde  $ko' = \frac{D}{2}$  y  $oo' = \frac{B}{2} + \frac{D}{2} = \frac{Dx}{2}$  por lo que determinar la longitud  $ok$  simplemente requiere del uso del teorema de Pitágoras.

$$ok^2 = \left(\frac{Dx}{2}\right)^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (I.18)$$



$$ok = \frac{D}{2} \sqrt{x^2 - 1} \quad (1.19)$$

Para calcular el arco de circunferencia entre k y b primero tenemos que calcular el ángulo barrido  $\theta$ , pero esto es fácil ya que nuevamente podemos acudir al triángulo rectángulo  $oko'$  y obtener su ángulo complementario  $\beta$ .

$$\beta = \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \quad (1.20)$$

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \quad (1.21)$$

Una vez que conocemos el ángulo barrido y el radio de la circunferencia es fácil obtener la longitud del arco de circunferencia cubierto por la cuerda.

$$s = \frac{D}{2} \left( \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \right) \quad (1.22)$$

Ya nos encontramos entonces en disposición de determinar el factor de visión entre las superficies de los tubos al conocer tanto la longitud de las diagonales, como de las superficies laterales y la superficie original.

$$F_{tt} = \frac{2 \cdot \left[ \sqrt{x^2 - 1} + \left( \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \right) \right] - 2 \cdot (B + D)}{2 \cdot \pi \frac{D}{2}} \quad (1.23)$$

$$= \frac{2}{\pi} \left[ \sqrt{x^2 - 1} + \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) - x \right]$$

### I.3 CÁLCULO DE LOS FACTORES DE VISIÓN DE LOS TUBOS CON PARTICIONES

Antes de comenzar con el cálculo de los factores de visión con particiones, se debe determinar el valor de las particiones  $A_{tt}$ ,  $A_{ts}$  y  $A_{tr}$ . En base al esquema mostrado en el apartado anterior para el cálculo de  $F_{tt}$  se puede apreciar que las particiones que buscamos son las formadas por los puntos de tangencia de las rectas diagonales anteriormente utilizadas.

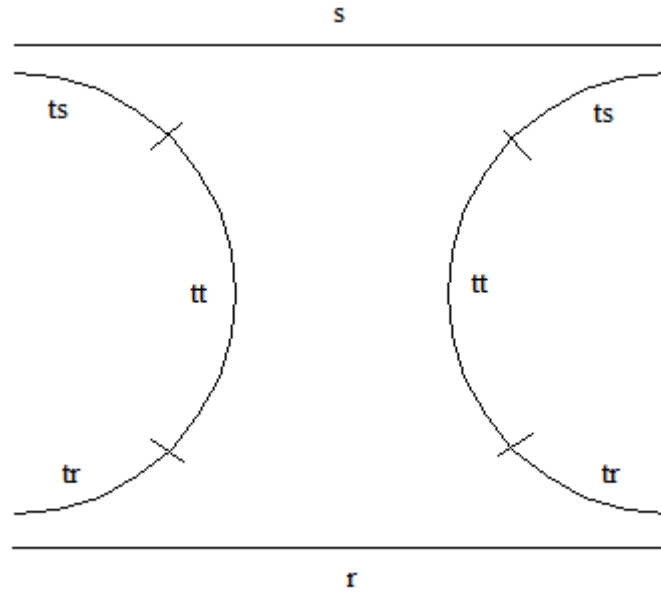


Figura 86. Esquema del sistema de superficies implicadas en la transferencia de calor por radiación.

Las superficies por unidad de longitud de las particiones exteriores de los tubos serán entonces:

$$A_{ts} = A_{tr} = D \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \right) \quad (1.24)$$

$$A_{tt} = \pi D - D \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \right) = 2D \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \quad (1.25)$$

Una vez conocidas las particiones de los tubos ya podemos proceder con el cálculo de los factores de visión.

- $F_{s-r}$

El cálculo del factor de visión entre el cielo y el refractario es inmediato gracias a lo determinado previamente, ya que las superficies laterales se corresponden con las longitudes de las medias circunferencias y las diagonales se corresponden con las diagonales del ejemplo de tubos simples.

$$F_{s-r} = \frac{\sqrt{x^2 - 1} - \arccos \left( \frac{1}{x} \right)}{x} \quad (1.26)$$

- $F_{tt-tt}$

Para determinar el factor  $F_{tt-tt}$  nos centramos en las particiones  $tt$  de los dos tubos enfrentados. Tras fijar los puntos extremos de ambas superficies y trazar las uniones entre todos ellos podemos distinguir las cuerdas correspondientes a las diagonales y a las superficies laterales.

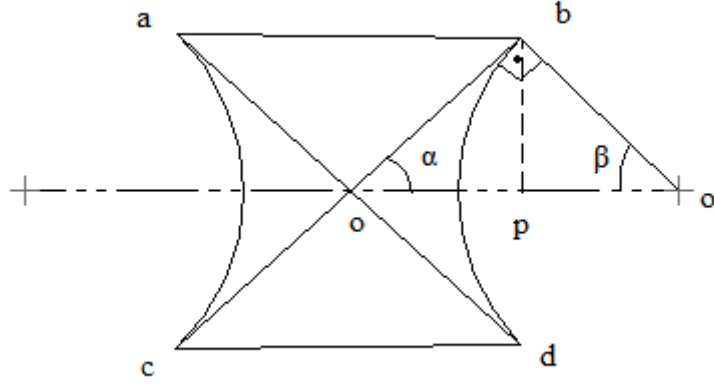


Figura 87. Esquema de las particiones  $tt$  de los tubos para el cálculo del factor de visión  $F_{tt-tt}$ .

Las diagonales para el método de cuerdas estarían formadas por las cuerdas  $ad$  y  $cb$  cuya longitud es  $ad = cb = D\sqrt{x^2 - 1}$  como se puede deducir de la ecuación I.19. Por otra parte, el área original utilizada para el método de cuerdas será la de la partición de  $tt$  de uno de los tubos enfrentados por lo que será la mitad del área  $A_{tt}$  y por tanto  $\text{área original} = D \arccos\left(\frac{1}{x}\right)$ .

En este caso solo nos quedan por determinar las longitudes de las secciones laterales que se corresponderían con las rectas  $ab$  y  $cd$ . Para calcularlas consideremos nuevamente el triángulo formado por la tangencia con las rectas. Se puede apreciar que las longitudes buscadas se corresponden con el doble de la longitud  $op$  la cual puede obtenerse utilizando relaciones trigonométricas básicas. Haciendo uso de la expresión I.27 podemos obtener el ángulo  $\alpha$ .

$$\alpha = \pi - \frac{\pi}{2} - \beta = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \quad (I.27)$$

Una vez obtenido el ángulo  $\alpha$  obtener las longitudes  $ab$  y  $cd$  es sencillo a través del coseno del ángulo.

$$ab = cd = D\sqrt{x^2 - 1} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right)\right) \quad (I.28)$$



De esta forma ya tenemos todo lo necesario para obtener el factor de visión que buscamos y no tenemos nada más que sustituir en la expresión I.17 del método de las cuerdas cruzadas.

$$F_{tt} = \frac{2D\sqrt{x^2-1} - 2D\sqrt{x^2-1} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right)\right)}{2D\arccos\left(\frac{1}{x}\right)} = \frac{\sqrt{x^2-1} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right)\right)\right]}{\arccos\left(\frac{1}{x}\right)} \quad (I.29)$$

- **F<sub>ts-ts</sub>**

Para determinar el factor de visión entre las particiones ts de los tubos conocemos de antemano el valor de las longitudes de algunas cuerdas como ocurría con los casos anteriores. El área original en este caso se corresponderá con la mitad del área por unidad de longitud de la partición ts mostrada en la expresión I.24. Por otra parte las longitudes de las cuerdas laterales ab y cd se corresponden con el *Pitch* y la expresión I.28 respectivamente.

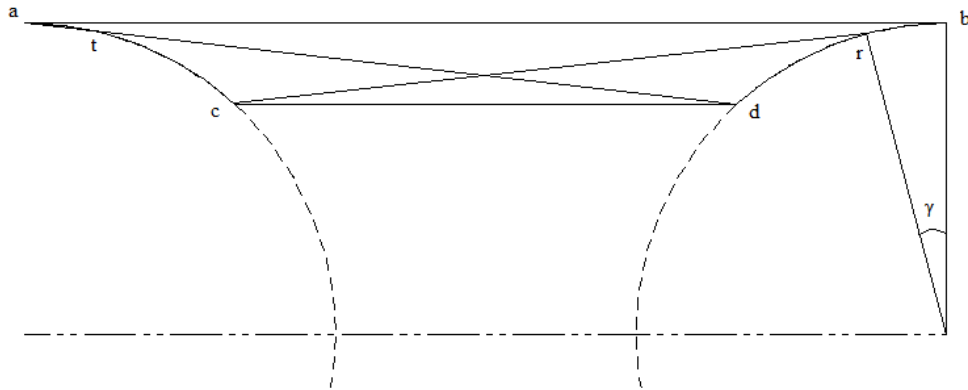


Figura 88. Esquema de cuerdas en las particiones ts de los tubos para el cálculo del factor de visión F<sub>ts-ts</sub>.

El problema reside en el cálculo de las longitudes de las cuerdas diagonales cb y ad. Ambas cuerdas son tangentes a las circunferencias formadas por la superficie exterior de los tubos, por lo que una parte de su longitud estará formada por las rectas hasta los puntos de tangencia t y r, y otra por los arcos de circunferencia hasta los extremos a y b.

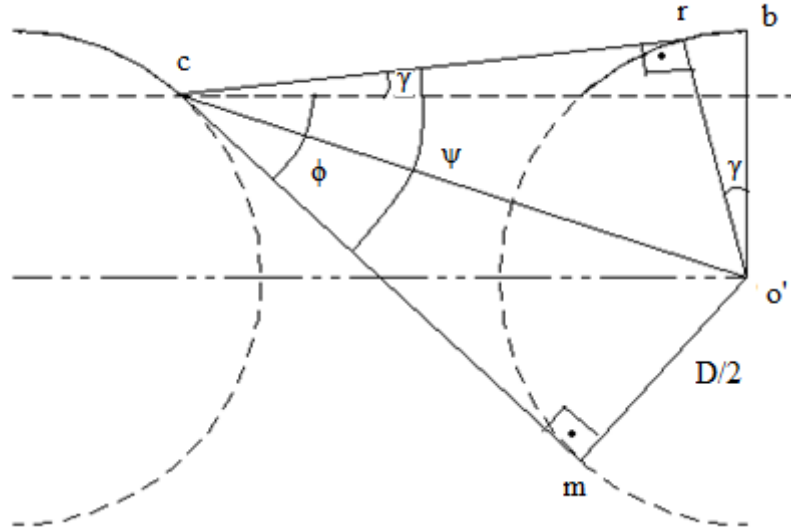


Figura 89. Esquema de ángulos para determinar  $F_{ts-ts}$ .

Es fácil notar que las distancias  $cr$  y  $cm$  son iguales ya que se tratan de dos triángulos rectángulos idénticos. Es por esto que ya conocemos la longitud del tramo recto de las cuerdas diagonales, ya que la distancia  $cm$  ya fue calculada a partir de la expresión I.19. Por otro lado es necesario determinar el ángulo  $\gamma$  para obtener la longitud del arco de circunferencia, y para ello relacionaremos los ángulos  $\gamma$ ,  $\phi$  y  $\psi$ , de los cuales el ángulo  $\phi$  ya es conocido (I.21).

$$\psi = 2 \cot g^{-1} \left( 2\sqrt{x^2 - 1} \right) \quad (I.30)$$

$$\gamma = \psi - \phi = 2 \cot g^{-1} \left( 2\sqrt{x^2 - 1} \right) - \frac{\pi}{2} + \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \quad (I.31)$$

De esta forma el arco de circunferencia formado entre los puntos  $r$  y  $b$  será:

$$rb = D \cot g^{-1} \left( 2\sqrt{x^2 - 1} \right) - \frac{D\pi}{4} + \frac{D}{2} \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \quad (I.32)$$

Finalmente ya es posible determinar el valor del factor de visión  $F_{ts-ts}$ :

$$F_{ts-ts} = \frac{2D \left[ \cot g^{-1} \left( 2\sqrt{x^2 - 1} \right) - \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \arccos \left( \frac{1}{x} \right) + \sqrt{x^2 - 1} \right] - D \left[ x + \sqrt{x^2 - 1} \cdot \cos \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \right) \right]}{D \left( \frac{\pi}{2} - \arccos \left( \frac{1}{x} \right) \right)} \quad (I.33)$$

- **$F_{s-ts}$ :**

El factor de visión entre el cielo y la partición  $ts$  de los tubos es sencillo de calcular, ya que todas las longitudes de las cuerdas necesarias ya fueron determinadas anteriormente.

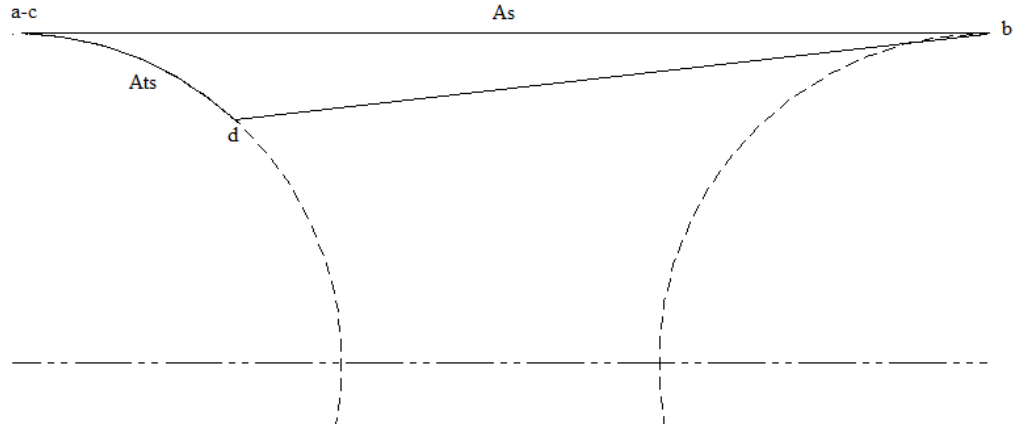


Figura 90. Esquema para el cálculo del factor de visión  $F_{s-ts}$ .

Como vemos en la *figura 90* este caso es algo especial, ya que, técnicamente, ambas secciones tienen un extremo en común lo que hace que la distancia lateral entre ellos sea nula. Por otra parte este caso también es algo distinto a los demás ya que el factor de visión que pretendemos determinar es entre la superficie del cielo y la partición  $ts$  distribuida entre los dos tubos enfrentados. Para ello aprovecharemos las propiedades del álgebra de factores de visión. En primer lugar, como ambos tubos enfrentados son simétricos respecto a la superficie del cielo, se puede afirmar que los factores de visión de ambos respecto a ésta son iguales. Por otra parte gracias a la superposición de factores de visión el factor total *cielo-partición  $ts$*  se puede calcular como la suma de los factores de visión entre el cielo y la partición correspondiente a cada uno de los tubos enfrentados (como se aprecia en la *figura 90*).

Como las longitudes de todas las cuerdas presentes son conocidas, no tenemos nada más que sustituir en la expresión general para el método de las cuerdas cruzadas:

$$F_{s-ts} = 2 \cdot \frac{\frac{D}{2} \left( \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \right) - D \left[ \sqrt{x^2 - 1} + \cot g^{-1}(2\sqrt{x^2 - 1}) - \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \arccos\left(\frac{1}{x}\right) \right] + Dx}{2Dx} \quad (I.34)$$

- **Resto de factores de visión**

Los factores de visión restantes es posible determinarlos aplicando las propiedades del álgebra de factores de visión a las distintas superficies del



recinto y aprovechando la simetría de la geometría que presenta el problema planteado.

Para comenzar plantearemos la expresión I.3 para cada una de las secciones del recinto:

$$F_{s-s} + F_{s-ts} + F_{s-tt} + F_{s-tr} + F_{s-r} = 1 \quad (I.35a)$$

$$F_{ts-s} + F_{ts-ts} + F_{ts-tt} + F_{ts-tr} + F_{ts-r} = 1 \quad (I.35b)$$

$$F_{tt-s} + F_{tt-ts} + F_{tt-tt} + F_{tt-tr} + F_{tt-r} = 1 \quad (I.35c)$$

$$F_{tr-s} + F_{tr-ts} + F_{tr-tt} + F_{tr-tr} + F_{tr-r} = 1 \quad (I.35d)$$

$$F_{r-s} + F_{r-ts} + F_{r-tt} + F_{r-tr} + F_{r-r} = 1 \quad (I.35e)$$

Se puede apreciar que por la propia geometría del problema que los factores  $F_{s-s}$ ,  $F_{s-tr}$ ,  $F_{ts-tr}$ ,  $F_{ts-r}$ ,  $F_{tr-s}$ ,  $F_{tr-ts}$ ,  $F_{r-ts}$  y  $F_{r-r}$  son cero. Por otra parte haciendo uso de la relación de reciprocidad se obtienen los factores inversos de los calculados en los apartados anteriores.

Si además añadimos que gracias a la simetría que presenta el problema podemos afirmar que los factores entre las particiones ts y el cielo serán iguales a los de las particiones tr y el refractario, al igual que los factores entre la partición tt con el cielo y el refractario, entonces nos queda un sistema del cual podemos despejar los factores de visión restantes.

$$F_{s-ts} + F_{s-tt} + F_{s-r} = 1 \quad (I.36a)$$

$$F_{ts-s} + F_{ts-ts} + F_{ts-tt} = 1 \quad (I.36b)$$

$$2F_{tt-s} + 2F_{tt-ts} + F_{tt-tt} = 1 \quad (I.36c)$$

## ANEXO II – BALANCE DE ENERGÍA DE RADIACIÓN

Como ya dijimos anteriormente, el modelo térmico del receptor se basa en la resolución de un proceso iterativo con varios niveles de iteración. Uno de estos niveles de iteración consistía en la actualización de la temperatura superficial de cada discretización longitudinal de los tubos con el objetivo de determinar la temperatura de las sales a su salida. Para ello era necesario resolver el sistema de ecuaciones obtenido tras plantear

balances de energía en cada una de las superficies del sistema de intercambio por radiación.

Una de las opciones para expresar estos balances era a través de la analogía con circuitos eléctricos, lo cual nos permitía plantear balances de energía en cada nodo dando lugar a expresiones dependientes de las radiosidades de las superficies implicadas en el sistema de intercambio de calor. Dado es que las radiosidades son desconocidas, es necesario encontrar otra forma de expresar dichos balances sin utilizar radiosidades.

## II.1 SUPERFICIES GRISES DIFUSAS

Para plantear el balance de energía de la forma que se desea, primero se deben tener en cuenta las hipótesis de partida. En este caso, para la resolución del problema de intercambio por radiación se tomará que tanto el cielo, como los tubos y el refractario se comportan como superficies grises difusas.

Por una parte las superficies difusas son aquellas que mantienen constantes sus propiedades direccionales como por ejemplo intensidad de radiación, por lo que siempre emiten lo mismo sea cual sea la dirección del espacio. Un ejemplo de cuerpos difusos son los cuerpos negros, que emiten la máxima energía posible para una temperatura y longitud de onda dada. Además los cuerpos negros son absorbedores y emisores perfectos, lo que implica que toda la radiación incidente sobre ellos es absorbida sin transmitir ni reflejar nada ( $\alpha=1$ , ecuación II.1) y a su vez emiten como ya hemos dicho la máxima energía ( $\varepsilon=1$ ) de forma equivalente en todas direcciones.

$$1 = \alpha + \tau + \rho \quad (II.1)$$

Sin embargo, los cuerpos negros son cuerpos ideales no presentes en la realidad, aunque existen aproximaciones a su comportamiento como es el caso de las cavidades isotermas o el propio Sol que en ocasiones se toma como cuerpo negro.

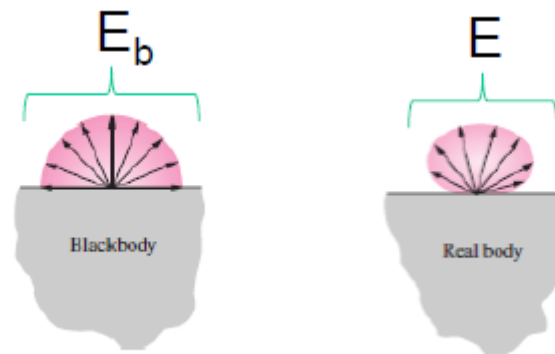


Figura 91. Comparación de las energías emitidas por un cuerpo negro y un cuerpo real [59].

No obstante el comportamiento de los cuerpos reales no es cercano al de los cuerpos negros. Como se puede ver en la *figura 91*, los cuerpos reales no solo emiten menor energía sino que además no la emiten de manera uniforme. A pesar de ello, en muchas ocasiones se realiza la aproximación a superficies difusas ya que el cálculo de superficies no difusas puede entrañar una gran complejidad.

Por otra parte, las superficies grises son aquellas que son capaces de emitir la misma energía con independencia de la longitud de onda. Esto nos conduce a que la energía emitida por una superficie gris únicamente depende de la temperatura de la misma.

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{E(T, \lambda)}{E_b(T, \lambda)} \quad \varepsilon = \frac{E(T)}{E_b(T)}$$

Superficie real                      Superficie gris

*Figura 92. Comparación de emisividades entre superficies reales y grises*

Hay que destacar que el hecho de que la emisividad sea constante para las distintas longitudes de onda no quiere decir que la emisividad de una superficie se mantenga siempre constante para una misma temperatura, ya que su comportamiento es distinto en el espectro infrarrojo y en el visible.

Si, además, la superficie gris en cuestión puede ser considerada isoterma, es decir, que su temperatura es constante en toda su extensión, entonces podemos decir que su emisividad es igual a su absorptancia. Para la resolución del problema supondremos superficies isotermas con el objetivo de simplificar su resolución.

Otra consideración adicional que tomaremos en nuestras superficies es la de superficies opacas, lo que implican que su transmitancia es nula ( $\tau=0$ ) y por tanto toda la energía incidente es absorbida o reflejada.

## II.2 OBTENCIÓN DE LA EXPRESIÓN DEL BALANCE

Una vez comprendidas las implicaciones de trabajar con superficies grises-difusas e isotermas, podemos definir la radiosidad o energía total saliente en la posición  $r$  a través de la expresión II.2.

$$J(r) = \varepsilon(r)Eb(r) + \rho(r)H(r) \quad (II.2)$$

Dónde:

$J(r)$ : Radiosidad en la posición  $r$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

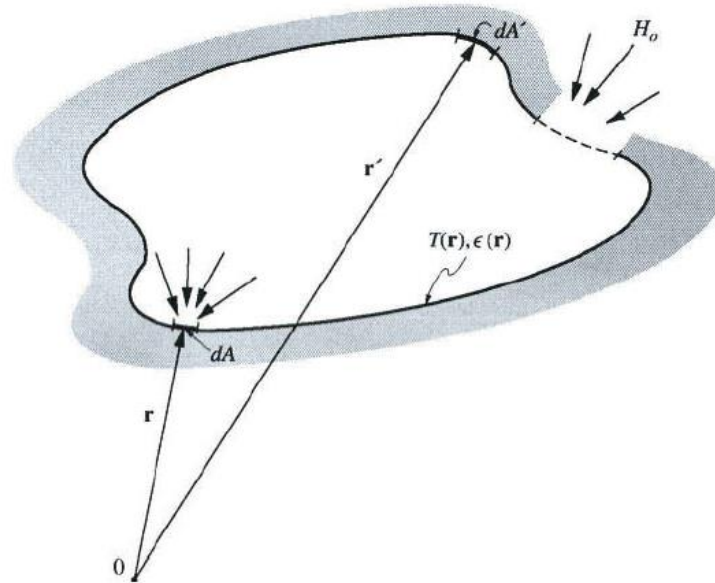
$\epsilon(r)$ : Emisividad en la posición  $r$  [-].

$E_b(r)$ : Energía emitida como cuerpo negro en la posición  $r$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

$\rho(r)$ : Reflectividad en la posición  $r$  [-].

$H(r)$ : Irradiación o energía incidente en la posición  $r$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

Consideremos ahora el recinto mostrado en la *figura 93*, el cual está formado por una superficie gris difusa.



*Figura 93. Representación de intercambio de calor en recinto gris difuso.*

Tomemos ahora el diferencial de superficie  $dA$  ubicado en la posición  $r$ . Este diferencial emite radiación a la temperatura  $T(r)$  de la superficie del recinto y lo hace con una emisividad  $\epsilon(r)$ . Además recibe la energía procedente del resto de diferenciales de superficie del recinto cerrado como puede ser el diferencial  $dA'$ , ubicado en la posición  $r'$ , ya sea emitida o reflejada por estos. Externamente al recinto encontramos una irradiación  $H_o$  entrante en el recinto y que no es emitida por ninguno de los diferenciales del recinto, por lo que podemos considerar que es externa al sistema de superficies pero debe ser considerada ya que parte de ella incidirá sobre nuestro diferencial  $dA$ .

El flujo de calor saliente del diferencial  $dA$  es fácil de expresar como la diferencia entre la radiación saliente menos la radiación incidente sobre dicho diferencial. Para ello debemos considerar las radiaciones incidentes anteriormente citadas.

$$q_{\text{neto}} = q_{\text{saliente}} - q_{\text{entrante}} = (q_{\text{emitido}} + q_{\text{reflejado}}) - q_{\text{irradiado}} \quad (II.3)$$

$$q(r) = \epsilon(r)E_b(r) - \alpha(r)H(r) \quad (II.4)$$



Podemos reescribir la expresión II.4 en términos de la radiosidad utilizando la relación II.1 y teniendo en consideración que la superficie del recinto es opaca.

$$q(r) = \varepsilon(r)Eb(r) - (1 - \rho(r))H(r) = J(r) - H(r) \quad (II.5)$$

Por otra parte la irradiación incidente  $H(r)$  sobre el diferencial de superficie  $dA$  considera la contribución de la radiación procedente del área diferencial  $dA'$  interceptada, la cual deberá ser integrada para todo el área del recinto, y de la irradiación exterior  $H_0$ .

$$H(r)dA = \int_A J(r')dF_{dA'-dA}dA' + H_0(r)dA \quad (II.6)$$

Puesto que a nosotros nos interesará tener todo en función del área  $dA$  podemos utilizar la relación de reciprocidad de los factores de visión para expresar la integral de la radiosidad del recinto en función del área diferencial y así obtener una expresión para la irradiación  $H(r)$ .

$$dF_{dA'-dA}dA' = dF_{dA-dA'}dA \quad (II.7)$$

$$H(r) = \int_A J(r')dF_{dA-dA'} + H_0(r) \quad (II.8)$$

Como hemos dicho, en nuestro caso no nos interesa la presencia de la radiosidad en las ecuaciones. Para ello, primero, se ha de despejar la radiosidad de la ecuación II.5 aprovechando la hipótesis de superficie gris difusa:

$$q(r) - \alpha(r)q(r) = (\varepsilon(r)Eb(r) - \alpha(r)H(r)) - \alpha(r)(J(r) - H(r)) \quad (II.9)$$

$$= \varepsilon(r)Eb(r) - \alpha(r)J(r)$$

$$q(r) = \frac{\varepsilon(r)}{1 - \varepsilon(r)} [Eb(r) - J(r)] \quad (II.10)$$

$$J(r) = Eb(r) - \left( \frac{1}{\varepsilon(r)} - 1 \right) q(r) \quad (II.11)$$

Ya tenemos una ecuación para la radiosidad en función del punto del recinto en el que nos encontremos. Sustituyendo la ecuación II.11 en la ecuación II.8 y evaluándola para la posición  $r'$ :

$$H(r) = \int_A \left[ Eb(r') - \left( \frac{1}{\varepsilon(r')} - 1 \right) q(r') \right] dF_{dA-dA'} + H_0(r) \quad (II.12)$$

Sustituyendo la nueva expresión para la irradiación en la ecuación II.4:





$$q(r) = \varepsilon(r)Eb(r) - \alpha(r) \left[ \int_A \left[ Eb(r') - \left( \frac{1}{\varepsilon(r')} - 1 \right) q(r') \right] dF_{dA-dA'} + H_0(r) \right] \quad (II.13)$$

$$\frac{q(r)}{\varepsilon(r)} = Eb(r) - \int_A Eb(r') dF_{dA-dA'} + \int_A \left( \frac{1}{\varepsilon(r')} - 1 \right) q(r') dF_{dA-dA'} - H_0(r) \quad (II.14)$$

$$\frac{q(r)}{\varepsilon(r)} - \int_A \left( \frac{1}{\varepsilon(r')} - 1 \right) q(r') dF_{dA-dA'} + H_0(r) = Eb(r) - \int_A Eb(r') dF_{dA-dA'} \quad (II.15)$$

Como se puede ver ya tenemos una ecuación únicamente en función de flujos de calor, emisividades e irradiaciones, pero se encuentra en forma integral. Para evitar el cálculo integral partiremos el recinto anteriormente considerado en un número  $N$  de superficies todas ellas con radiosidad constante y tomando valores medios de las propiedades radiativas evitamos la dependencia con el punto de la superficie tomado y podemos trabajar con las superficies enteras. De esta forma, se obtiene una expresión para el balance de energía en cada una de las superficies  $i$  sin la presencia de radiosidades.

$$\frac{q_i}{\varepsilon_i} - \sum_{j=1}^N \left( \frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right) q_j F_{i-j} + H_{0i} = Eb_i - \sum_{j=1}^N Eb_j F_{i-j} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (II.16)$$

Dónde:

$q_i$ : Flujo de calor saliente de la superficie  $i$  [ $W/m^2$ ].

$\varepsilon$ : Emisividad de la superficie  $i$  [-].

$F_{i-j}$ : Factor de visión entre las superficies  $i$  y  $j$  [-].

$q_j$ : Flujo de calor intercambiado con la superficie  $j$  [ $W/m^2$ ].

$H_{0i}$ : Irradiación exterior interceptada por la superficie  $i$  [ $W/m^2$ ].

$E_{bi}$ : Energía emitida como cuerpo negro por la superficie  $i$  [ $W/m^2$ ].

$E_{bj}$ : Energía emitida como cuerpo negro por la superficie  $j$  [ $W/m^2$ ].

## ANEXO III – PLANIFICACIÓN

En la *Tabla 23* se refleja el proceso seguido a la hora de elaborar el proyecto:

Duración	Tareas
3 semanas	Documentación inicial sobre torres de potencia con sistema de sales y conceptos de radiación.
3 semanas	Planteamiento del sistema iterativo para la temperatura superficial de los tubos, documentación para el uso del método de las cuerdas cruzadas y obtención del balance de energía para el sistema de radiación. Resolución del sistema de radiación a través de Matlab.
2 semanas	Programación del código y resolución del modelo básico inicial considerando un único tubo con radiación constante y propiedades medias, y receptor completo con tubos sin secciones longitudinales.
2 meses	Programación y resolución de modelos previos considerando un tubo con secciones longitudinales, receptor con secciones longitudinales, un tubo con secciones longitudinales y particiones de tubos, y receptor con secciones longitudinales y particiones de tubo.
1 mes y 2 semanas	Programación y resolución del modelo considerando secciones longitudinales y particiones de tubo, incluyendo pérdidas convectivas, variaciones longitudinales y circunferenciales de radiación, y propiedades variables de las sales. Elaboración de las primeras gráficas de resultados.
2 semanas	Resolución del modelo térmico final para un receptor, incluyendo nivel de iteración del mapa de radiación, obtención de temperatura máxima de película y obtención de eficiencia. Reparación de errores previos en el código.
3 días	Elaboración, programación y resolución del modelo hidrodinámico.
2 días	Selección de las configuraciones de estudio, simulación de los distintos receptores en los tres modos de operación y elaboración de gráficas comparativas.
2 meses	Documentación, elaboración y revisión de la memoria.

*Tabla 23. Proceso de elaboración del proyecto.*



## REFERENCIAS

- [1] <http://www.hispanidad.info/demograf3.htm>
- [2] <http://www.env-edu.gr/Documents/International%20Energy%20Outlook%202007.pdf>
- [3] <http://www.oecd.org/centrodemexico/laocde/>
- [4] <http://www.energiasrenovables.ciemat.es/especiales/energia/index.htm>
- [5] [https://books.google.es/books?id=GL\\_W-seakgC&pg=PA130&lpg=PA130&dq=IEO+2005+consumo+energ%C3%A9tico&source=bl&ots=z76igUhGwX&sig=rWTEPY-kxaBFAyKR7pEhGYuhoEs&hl=es&sa=X&ved=0CCcQ6AEwAWoVChMIhpqvyNnqxgIVAmY-Ch1pQwFz#v=onepage&q=IEO%202005%20consumo%20energ%C3%A9tico&f=false](https://books.google.es/books?id=GL_W-seakgC&pg=PA130&lpg=PA130&dq=IEO+2005+consumo+energ%C3%A9tico&source=bl&ots=z76igUhGwX&sig=rWTEPY-kxaBFAyKR7pEhGYuhoEs&hl=es&sa=X&ved=0CCcQ6AEwAWoVChMIhpqvyNnqxgIVAmY-Ch1pQwFz#v=onepage&q=IEO%202005%20consumo%20energ%C3%A9tico&f=false)
- [6] José Nogueira, Pedro Rodríguez Aumente. *Máquinas y Centrales Térmicas*, apuntes de la asignatura. Tema 1. *Introducción: Generalidades y clasificación de plantas de potencia*. Universidad Carlos III de Madrid. 2015.
- [7] José Nogueira. *Motores Térmicos*, apuntes de la asignatura. Tema 1. *Conceptos relativos la combustión*. Universidad Carlos III de Madrid.
- [8] <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/>
- [9] <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf>
- [10] <http://www.netenvira.com/webnormas/gases-de-efecto-invernadero/noticias/gases-refrigerantes-sao-r-22-y-sus-principales-sustitutos-hfc-r134--r407--r410-3492-966-4163-0-1-in.html>
- [11] [http://www.wwf.es/que\\_hacemos/cambio\\_climatico/](http://www.wwf.es/que_hacemos/cambio_climatico/)
- [12] <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs313/es/>
- [13] <http://www.eea.europa.eu/es>
- [14] <http://www.minetur.gob.es/energia/Desarrollo/Paginas/Index.aspx>
- [15] <http://www.iea.org/>
- [16] [http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/syr/SYR\\_AR5\\_FINAL\\_full.pdf](http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/syr/SYR_AR5_FINAL_full.pdf)
- [17] <http://ecopost.info/preocupante-record-en-dioxido-de-carbono/>
- [18] [http://www.ren21.net/Portals/0/documents/activities/Topical%20Reports/REN21\\_10\\_yr.pdf](http://www.ren21.net/Portals/0/documents/activities/Topical%20Reports/REN21_10_yr.pdf)
- [19] <https://www.iea.org/Textbase/npsum/MTrenew2014sum.pdf>
- [20] <http://www.fundacionenergia.es/pdfs/Retos%20Tecnol%C3%B3gicos%202006/Futuro%20ciclos%20termodin%C3%A1micos.pdf>
- [21] <http://www.alstom.com/press-centre/2012/10/alstoms-ultra-supercritical-steam-turbine-unit-successfully-commissioned-in-boxberg/>
- [22] <http://www.fierasdelaingenieria.com/las-10-mayores-centrales-electricas-de-china/>
- [23] <http://www.foronuclear.org/es/el-experto-te-cuenta/icales-son-los-nuevos-reactores-del-futuro>



- [24] <http://www.csiro.au/en/Research/EF/Areas/Solar/Solar-thermal/ASTRI>
- [25] <http://www.acciona.com/es/lineas-de-negocio/energia/>
- [26] <http://www.enerbias.bienescomunes.org/2012/10/03/que-es-la-energia-mareomotriz/>
- [27] Mr. Zhao Zongrang. *Development of 1000-MW Ultra Supercritical Coal-Fired Units in China*. Thermal Power Research Institute (TPRI). Febrero 2007.
- [28] Marcelo Izquierdo Millán. *Energías Renovables*, apuntes de la asignatura. **CAPÍTULO 2. RADIACIÓN SOLAR SOBRE EL PLANO INCLINADO, CAPÍTULO 8. TECNOLOGÍA DE COLECTORES PARA GENERACIÓN DE CALOR, CAPÍTULO 10. CENTRALES TERMOSOLARES**. Escuela Politécnica Superior; Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid. Octubre 2013.
- [29] <http://www.protermosolar.com/>
- [30] <http://www.aurasolar.com.mx/energia-solar-fotovoltaica.html>
- [31] [http://www.endesaeduca.com/Endesa\\_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xii.-las-centrales-solares](http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xii.-las-centrales-solares)
- [32] <http://www.madrimasd.org/informacionidi/noticias/noticia.asp?id=39147&tipo=g>
- [33] <http://www.renewables-made-in-germany.com/es/renewables-made-in-germany/tecnologias/centrales-termosolares/central-solar-termica/introduccion.html>
- [34] <http://www.ohlindustrial.com/proyectos/planta-termosolar-30-mw-puerto-errado-2-murcia/>
- [35] [http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/tecnologa/referencias\\_y\\_proyectos/andadol-espaa/index.html](http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/tecnologa/referencias_y_proyectos/andadol-espaa/index.html)
- [36] [http://www.torresolenergy.com/EPORTAL\\_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw4e88b3bb57c8f/folleto-gemasolar.pdf](http://www.torresolenergy.com/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw4e88b3bb57c8f/folleto-gemasolar.pdf)
- [37] [http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/tecnologa/referencias\\_y\\_proyectos/andadol-espaa/index.html](http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/tecnologa/referencias_y_proyectos/andadol-espaa/index.html)
- [38] <https://www.psa.es/webesp/instalaciones/discos.php>
- [39] [www.ciemat.es](http://www.ciemat.es)
- [40] <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-tecnica-de-la-energia-solar-termoelectrica-fenercom-2012.pdf>
- [41] <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/planta-gemasolar/es>
- [42] [http://www.helionoticias.es/noticia.php?id\\_not=1391](http://www.helionoticias.es/noticia.php?id_not=1391)
- [43] Gregory J.Kolb. *An Evaluation of Possible Next-Generation High-Temperature Molten-Salt Power Towers*, Diciembre 2011. Sandia Report, Albuquerque and Livermore.
- [44] <http://www.madrimasd.org/blogs/energiasalternativas/2011/04/26/131177>
- [45] <http://www.sener-power-process.com/ENERGIA/ProjectsI/gemasolar/es>
- [46] [http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=60](http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=60)
- [47] M.R. Rodríguez-Sánchez, Antonio Soria-Verdugo, José Antonio Almendros-Ibañez, Antonio Acosta-Iborra, Domingo Santana. *Thermal design guidelines of solar power towers*. 2014.



- [48] <http://www.nrel.gov/>
- [49] Special Metals. *INCOLOY® alloy 800H & 800HT®*. Septiembre 2004.
- [50] Roberta Ferri, Antonio Cammi, Domenico Mazzei. *Molten Salt mixture properties in RELAP5 code for thermodynamic solar application*. Febrero 2008.
- [51] E. Frigerio, L. Saravia. *EMISIVIDAD INFRARROJA DE LA ATMOSFERA. MEDIDAS EN EL NOROESTE ARGENTINO*. Universidad Nacional de Salta y CONICET.
- [52] Michael F. Modest. *RADIATIVE HEAT TRANSFER, SECOND EDITION*.
- [53] D. L. Siebers, J. S. Kraabel. *Estimating Convective Energy Losses From Solar Central Receivers*. SANDIA REPORT, Sandia National Laboratories, Livermore. Abril 1984.
- [54] <http://www.haynesintl.com/230HaynesAlloy.htm>
- [55] <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X12004306>
- [56] *European Concentrated Solar Thermal Road-Mapping (ECOSTAR)*. Noviembre 2004.
- [57] [http://www.torresolenergy.com/EPORTAL\\_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw4cb709fe34477/GEMASOLARPLANT.pdf](http://www.torresolenergy.com/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw4cb709fe34477/GEMASOLARPLANT.pdf)
- [58] [https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?&num=175128&lat=37.467&submit=Submit&hgt=100&veg=17&sitelev=&email=skip@larc.nasa.gov&p=grid\\_id&p=avg\\_dnr&step=2&lon=-5.35](https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid.cgi?&num=175128&lat=37.467&submit=Submit&hgt=100&veg=17&sitelev=&email=skip@larc.nasa.gov&p=grid_id&p=avg_dnr&step=2&lon=-5.35)
- [59] *Transferencia de Calor*, apuntes de la asignatura. *Tema 8. Transferencia de calor por radiación*. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.
- [60] *Centrales y Máquinas Hidráulicas*, apuntes de la asignatura. *Tema 1. Flujo en conductos*. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- [61] J. P. Holman. *Transferencia de Calor*. McGraw Hill Book Company, INC.
- [62] <http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/13202.pdf>